

(12) CERERE DE BREVET DE INVENȚIE

(21) Nr. cerere: a 2013 00039

(22) Data de depozit: 14.01.2013

(41) Data publicării cererii:
30.07.2014 BOPI nr. 7/2014

(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 GAZOS

(57) Rezumat:

Invenția se referă la niște compresoare cu piston gazos în care comprimarea gazelor se face prin difuzia controlată a unui volum de gaz cu presiune mare, aflat într-un cilindru sau într-o incintă închisă, și denumit piston gazos într-un cilindru în care se găsește același gaz la o presiune mai mică, denumit cameră de comprimare. Compresorul conform invenției este de tipul celor la care un piston (44) gazos este o incintă (45) izolată și camerele de comprimare sunt niște compresoare (41) rotative, cu o paletă (42) culisantă într-un rotor (43), amplasate în număr par în această incintă, în pereții camerei de comprimare găsimdu-se niște orificii (48) care sunt periodic astupate de un obturator (46) în formă de disc ce se rotește în jurul unui ax (47), iar când paleta (42) culisantă se găsește într-o poziție (41.1) moartă, un robinet (50) rotativ se găsește în poziția închis, iar compresorul pereche refulază gaz comprimat în incintă, un orificiu (49) din obturator se suprapune peste orificiul (48) din perete, și gazul cu presiune ridicată din incintă difuzează în camera de comprimare, și, pentru ca pe durata acestor transferuri de masă presiunea să se mențină constantă, în pereții incintei s-au introdus niște pistoane (56) în imediata apropiere a orificiilor de difuzie din pereții camerelor de comprimare a căror alimentare se face prin niște conducte (53) și niște supape (s1), iar refularea printr-un robinet (50) cu niște canale (51), ce are trei poziții: închis, refulare în incintă și refulare în rezervor, printr-o conductă (52), acest tip de compresor putând fi realizat cu viteze mari ale rotorului, deci cu

debite mari de gaz, o regenerare suplimentară a pistoanelor gazoase putându-se face cu niște compresoare (57) suplimentare, iar dacă presiunea incintei crește odată cu temperatura, datorită existenței unor perioade de comprimare izotermică reversibilă, pistonul acestui compresor se destinde, reducând temperatura până la valoarea inițială.

Revendicări: 10
Figuri: 14

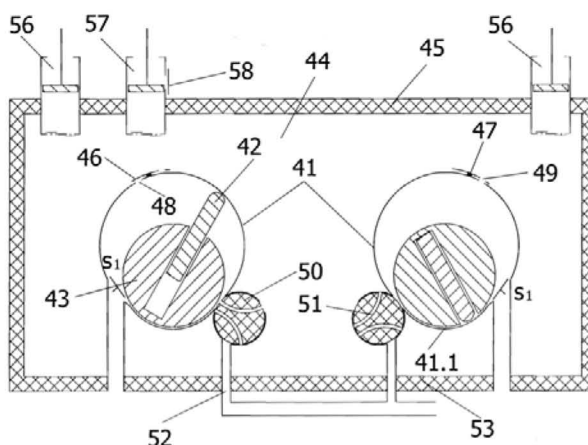


Fig. 14



COMPRESOARE CU PISTON GAZOS

Prezenta invenție se referă la construcția și utilizarea unor compresoare în care comprimarea gazelor și vaporilor se face prin mișcarea compactă a unei mase de gaz care, în timpul comprimării, își păstrează volumul, presiunea și temperatura. Față de compresoarele cu piston solid, sau mai nou, cu piston lichid, din stadiul actual al tehnicii, acest tip de compresoare are avantajul realizării unei comprimări perfect izotermice, în ciuda vitezei foarte mari cu care se mișcă pistonul, ceea ce reprezintă un mare avantaj. Un avantaj și mai important este că, în timpul comprimării, nu se elimină căldură către mediul ambiant, nefiind necesară prezența unei surse reci, ceea ce face posibilă extragerea de căldură din surse energetice cu potențial extrem de redus, și chiar din mediul ambiant. Ca urmare, un astfel de aparat poate fi utilizat pentru realizarea unor motoare termice cu randament ridicat și pentru realizarea unor instalații de răcire, instalații criogenice, pompe de căldură, etc, deosebit de eficiente.

Dezavantajul principal al acestui compresor este consumul mai ridicat de energie mecanică (electrică) în comparație cu compresoarele izotermice, dar viteza mai mare cu care pot funcționa le avantajează din punctul de vedere al densității de putere pe unitatea de masă și de volum.

Descrierea invenției se va face în legătura cu următoarele figuri:

- fig. 1: schema de principiu a compresorului
- fig. 2: variante constructive
- fig. 3: compresor cu piston lichid
- fig. 4: compresor multietajat în incintă vidată
- fig. 5 : compresor multietajat în incintă izolată
- fig. 6 : ciclu TRAM izoterm
- fig. 7 : compresor TRAM cu comprimare continuă
- fig. 8 : ciclu TRAM izoterm invers
- fig. 9 : ciclu TRAM izobar
- fig. 10 : compresor cu piston lichid hidrostic
- fig. 11 : compresor cu piston lichid cu centrifugare
- fig. 12 : ciclu TRAM Rankine
- fig. 13 : dispozitiv de frânare izotermic
- fig. 14 : dispozitiv TRAM rotativ
- fig. 15 : cale de difuzie amplasată în tija pistonului

În toate aceste figuri am folosit următoarele notații :

- 1- cilindrul compresorului
- 2- piston
- 3- perete despărțitor între compresoare
- 4- orificiu de difuzie
- 5- perete despărțitor între compartimente
- 10- schimbător de căldură
- 17- rezervor

Alorin

- 18- detentor adiabatic
- 19- compresor adiabatic
- 20- detentor izotermic
- 21- compresor izotermic
- 22- turbină adiabatică de gaze
- 30- pompă de lichid

Descriere. Figura 1A prezintă un compresor în al cărui cilindru 1, se găsește un perete despărțitor 3, perpendicular pe axa cilindrului, prevăzut cu unul sau mai multe orificii 4, orificii ce sunt obturate prin acționarea unui mecanism exterior, de către obturatorul 4'. Peretele despărțitor împarte cilindrul în două compartimente de volume diferite, V_0 și V_2 , prevăzute fiecare cu câte un piston 2.1, respectiv 2.2, și cu câte o supapă de evacuare (s_2 , respectiv s_4) și una de admisie (s_1 , respectiv s_3), amplasate în imediata vecinătate a peretelui. Se formează astfel, două compresoare care au chiulasa comună, iar prin orificiul practicat în aceasta, ele pot comunica. Compartimentul cu volum V_2 mai mic, în care se găsește gaz la presiunea finală p_1 , constituie pistonul gazos al compresorului. Raportul de comprimare ε al compresorului este constant și este egal cu p_1/p_0 . Deoarece într-o transformare izotermică $pV = ct$, rezultă că $\varepsilon = V_0/V_1 = V_0/(V_0 - V_2)$, și deci, între ε și V_2 există relația $V_2 = V_0(1 - 1/\varepsilon)$

Acționarea pistoanelor se face de către un mecanism cu came profilate, care permite atât modificarea vitezei acestora după o lege de mișcare prestabilită, cât și staționarea lor într-o anumită poziție, în timpul unui ciclu. Acest mecanism permite și alegerea unuia din următoarele regimuri de funcționare:

Intr-o primă variantă, pozițiile inițiale ale celor două pistoane sunt 2.1", respectiv 2.2', poziții care corespund unui volum V_0 al camerei de comprimare și unui volum V_2 al pistonului gazos. În această poziție, simultan, se deschide orificiul de difuzie 4 și începe deplasarea pistonului 2.1. Deschiderea orificiului de comunicare dintre cele două compartimente, determină difuzia ireversibilă a gazului din compartimentul cu presiune mai mare, în compartimentul cu presiune mai mică, și formarea unui câmp neuniform de presiuni în interiorul sistemului unificat. Dacă difuzia nu ar fi însoțită de deplasarea pistonului, neexistând nici aport de căldură, nici aport de lucru mecanic, energia internă a sistemului rezultat prin punerea în contact a celor două subsisteme nu se modifică, ca urmare nici temperatura vreunei microregiuni interioare. Difuzia ar continua (cu o viteză ce depinde de dimensiunile orificiului de trecere și de diferența instantanee de presiune dintre cele două regiuni gazoase situate de o parte și de cealaltă a peretelui despărțitor, în vecinătatea orificiului) pînă ce presiunea devine aceeași (o valoare intermediară între valorile inițiale ale celor două sisteme) în tot sistemul unificat. Dacă însă, pistonul 2.1 se deplasasează în așa fel încât presiunea instantanee în microregiunile din vecinătatea pistonului să nu se modifice, apare o interacțiune între piston și gazul din vecinătate, dar aceasta nu duce la modificări de volum în aceste regiuni ($dV=0$, deci nici destindere, nici comprimare), ci doar la un transfer de masă a gazului din această zonă, spre celelalte regiuni (lucru mecanic de deplasare), similar cu transferul de masă din timpul admisiei sau al evacuării. Variațiile de presiune din celelalte zone ale sistemului și unificarea câmpului de presiuni se desfășoară numai datorată existenței diferențelor de presiune dintre

alors

regiuni, deci fără consum, sau aport de energie. În consecință, nici în timpul unei asemenea transformări, temperatura sistemului nu se schimbă, dar uniformizarea cîmpului de presiuni se face la valoarea sa cea mai mare (p_1). Această uniformizare se produce în momentul în care pistonul a ajuns la capătul cursei și întreaga cantitate de gaz din pistonul gazos a fost introdusă în camera de comprimare. Viteza acestui piston trebuie să fie mare la începutul deplasării și să descrească pe măsura înaintării sale. Ecuația matematică care descrie această deplasare trebuie stabilită cu precizie (pe cale teoretică sau experimentală) și materializată în profilul camei directoare. În timpul acestei curse, poziția pistonului 2.2 nu se modifică, deci nici volumul V_0 al compartimentului de comprimare, care se găsește acum la presiunea p_1 . S-a obținut, deci, un volum suplimentar $V_1 = V_0 - V_2 = V_0 / \epsilon$, de gaz la presiunea p_1 . Din acest moment, cele două pistoane se deplasează simultan, cu aceeași viteză, spre capătul opus al cilindrului, cea ce duce la transferul unui volum V_2 de gaz cu presiunea p_1 în cel de-al doilea compartiment. Pistonul 2.1 se oprește, în timp ce pistonul 2.2 își continuă înaintarea, ceea ce determină deschiderea supapei s_1 și evacuarea gazului comprimat. Acesta este și intervalul în care se închide obturatorul 4'. Urmează retragerea pistonului 2.2, deschiderea supapei s_2 și admisia unui nou volum V_0 de gaz la presiunea p_0 . Situația este identică cu cea inițială, gazul din al doilea compartiment avînd aceeași presiune și temperatură, ceea ce justifică numele de piston gazos pe care i l-am atribuit. Deci, după efectuarea unui ciclu, a rezultat comprimarea unui volum V de gaz cu presiunea p , rezultînd un volum V de gaz la presiunea p , dar la aceeași temperatură, în urma efectuării unui lucru mecanic $p_1 V_2 = p_1 (V_0 - V_1)$ (aria hașurată din Fig. 1B., mai mare decît aria corespunzătoare lucrului mecanic dintr-o transformare izotermică). De asemenea, în timpul acestei transformări, entropia sistemului a crescut cu $\Delta s = R \cdot \ln \epsilon$, corespunzătoare unei transformări izotermice reversibile, în timp ce entropia sistemului exterior a crescut cu o valoare mai mare, corespunzătoare unui lucru mecanic superior celui pe care l-ar fi furnizat într-o transformare reversibilă. În această variantă, supapele s_3 și s_4 nu sunt necesare.

Într-o a doua variantă de acționare a pistoanelor, după deplasarea pistonului 2.1 din poziția 2.1" în poziția 2.1'" (comprimarea gazului din primul compartiment), urmează închiderea obturatorului, după care pistonul 2.2 se deplasează în poziția 2.2", evacuînd un volum V_1 de gaz comprimat în rezervor, prin supapa s_1 , simultan cu deplasarea pistonului 2.1 din poziția 2.1'" în poziția 2.1' (aspirarea unui volum V_0 de gaz la presiune p_0). S-a ajuns astfel la situația inițială, în oglindă: pistonul gazos se află în primul compartiment, iar camera de comprimare în cel de-al doilea. Prin deschiderea obturatorului începe un nou ciclu de comprimare. În acest mod, se pot efectua două faze de comprimare într-un ciclu complet, similar compresorului cu piston solid, cu dublu efect.

Varianta a treia și a patra de acționare, sunt similare primelor două variante, dar refularea gazului comprimat din camera de comprimare se face în întregime în rezervor, simultan cu admisia de gaz comprimat proaspăt în pistonul gazos. Această operație este necesară periodic, după cicluri repetate, pentru "regenerarea" pistonului gazos, atunci când temperatura acestuia s-a modificat, datorită existenței și a altor tipuri de ireversibilități (frecarea dintre pistoane și cămașă, frecări vâscoase în interiorul gazului, abateri ale vitezei pistoanelor de la viteza optimă).

alor

O variantă în care corelația dintre viteza pistonului și presiunea pe piston este mai ușor de controlat este redată în Fig. 15, în care, calea de difuzie începe de pe fața pistonului 2.2, și se continuă prin tija 60 a acestuia. Orificiul de difuzie 4 și obturatorul 4' sunt situate chiar în tija pistonului. În alte configurații calea de difuzie poate fi oricât de lungă, și pot fi introduse acobturatoare cu comenzi separate la ambele capete ale căii de difuzie. Ba mai mult, pe traseul căii de difuzie se poate monta un schimbător de căldură care să contribuie la regenerarea pistonului gazos.

Alte variante de acționare a pistoanelor determină funcționarea acestui mecanism în regim de detentor. De exemplu, în poziția inițială, pistoanele se găsesc în pozițiile 2.1" și 2.2", iar obturatorul este închis. În prima fază se face admisia gazului comprimat în primul compartiment, prin deplasarea pistonului 2.2 în poziția 2.2'. Apoi se deschide obturatorul, iar gazul presează asupra pistonului 2.1. Dacă mișcarea acestuia este dirijată în așa fel încât presiunea gazului dintre piston și peretele despărțitor să se mențină tot timpul la presiunea p_0 , gazul din primul compartiment se destinde izotermic ireversibil până la această presiune (până când pistonul ajunge în poziția 2.1"), iar lucrul mecanic efectuat de acest piston este $p_0 V_2 = p_0 (V_0 - V_1)$, mai mic decât dacă destinderea s-ar fi produs reversibil (Fig. 1C). Și de această dată, entropia totală crește, întrucât creșterea entropiei gazului este mai mare decât scăderea de entropie a sistemului ambiant, care a primit un lucru mecanic inferior celui pe care l-ar fi primit în cazul unei transformări reversibile.

Din punct de vedere practic, regimul de detentor nu oferă multe avantaje pentru aplicațiile practice. Fig.13 prezintă o variantă de frână pneumatică izotermică, capabilă să disipeze o cantitate mare de energie mecanică, fără efecte secundare nedorite (supraîncălziri, uzura elementelor componente, etc). Instalația conține 2 cilindri care îndeplinesc succesiv rolul de cameră de comprimare și de piston gazos. Inițial, în cilindrul 1.1 se găsește gaz cu presiune ridicată, iar în cilindrul 1.2 gaz cu presiune redusă. Volumele cilindrilor sunt egale, dar poziția inițială a pistoanelor, determină pentru cilindrul de joasă presiune, un volum V_1 suplimentar, egal cu $1/\epsilon$ din volumul V al cilindrului, unde ϵ este raportul celor două presiuni. Inceperea frânării declanșează deschiderea obturatorului 3 și deplasarea pistonului 1.2 până la capătul opus al cilindrului, cu o viteză care să determine comprimarea izotermică ireversibilă a gazului din cilindrul 1.2. Imediat începe cursa inversă, însoțită de deschiderea comandată de pîrgia 3.1 a supapei s_1 , care rămîne deschisă până ce în cilindru pătrunde un volum V_1 de gaz cu presiunea p_0 . În acest moment se închide supapa și se deschide obturatorul principal 3 și se trece la faza de destindere izotermică ireversibilă: pistonul 2.1 se mișcă în așa fel încât presiunea pe fața sa interioară să se mențină la p_0 , iar pistonul 2.2, în așa fel încât presiunea pe fața sa interioară să se mențină la p_1 . Când pistonul 2.1 ajunge în poziția în care în cilindrul 1.1 conține un volum V de gaz cu presiunea p_0 , pistonul 2.2 se găsește în poziția în care în cilindrul 1.2 se găsește un volum $V - V_1$ de gaz cu presiunea p_1 , situație care este în oglindă cu situația inițială. Din acest moment rolul cilindrilor și pistoanelor se inversează și frânarea continuă până la epuizarea completă a energiei suplimentare. O frână similară se poate obține utilizând cilindri doar cu rol de compresor, caz în care volumul de gaz vehiculat este mai mare.

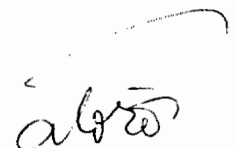
Un interes deosebit prezintă regimurile de comprimare, care deși conțin o ireversibilitate cauzatoare de pierderi, introdusă în mod intenționat, se caracterizează prin lipsa schimbului de căldură cu mediul ambiant, avantaj care poate fi valorificat mai ales în cazul comprimărilor la temperaturi scăzute. Pentru că transferul de masă care generează acest tip de transformări izotermice se produce numai în interiorul sistemului (interacțiunea dintre gazul de lucru și pistonul gazos), am numit TRAM (transfer de masă) acest tip de compresor.

În Fig.2 sunt prezentate diverse variante constructive ale compresorului TRAM și ale componentelor sale. În Fig.2A este prezentată o variantă de obturator în care peretele despărțitor este compus din două părți: una fixă 3 și una mobilă 3.1, ce poate culisa spre exterior, formând între ele o fantă de înălțime variabilă. În acest mod, este modificată aria secțiunii de trecere, mai simplu de modificat decât viteza pistonului. Sistemul poate fi folosit îndeosebi pentru compresoarele cu secțiune dreptunghiulară. În Fig.2 B, peretele despărțitor fix 3 este perforat de orificiile 4. El este dublat de un perete mobil 3.1 prevăzut cu orificii similare 4.1. Când aceste orificii se suprapun, secțiunea de trecere este maximă. Alunecarea peretelui mobil duce la modificarea, până la anulare a ariei secțiunii de trecere. În Fig.2C, obturatorul 3.1 este fixat de piston cu ajutorul unei tije. Deschiderea secțiunii de trecere se produce în momentul în care pistonul 2.2 ajunge la capătul cursei, în restul timpului ea este obturată. Acest dispozitiv mai prezintă o particularitate, prin amplasarea lui într-o incintă închisă, prevăzută cu peretele despărțitor 5, care separă incinta în două încăperi, având presiunile p_0 , respectiv p_1 . În acest mod, transferul de masă dintr-un cilindru în celălalt este divizat în două transferuri complementare, unul din camera de comprimare în incintă și unul din incintă în pistonul gazos, ceea ce simplifică problema controlului vitezelor de transfer. Acest artificiu, pe lângă faptul că duce la eliminarea unor porțiuni de conductă cauzatoare de ireversibilități, simplifică acționarea pistoanelor. De exemplu, pistonul 2.1 din Fig. 2D este un piston liber, iar pistonul 2.2 este acționat de un motor electric liniar, compus din miezul feromagnetic 6, bobinele 7 și arcurile 8. Obturatorul este un perete perforat 3, secțiunea acestor perforații 4, fiind modificată prin suprapunerea unor perforații 4.1 similare, practicate într-un perete mobil 3.1, ce se rotește în jurul unui ax 4.3, datorită roții dințate 4.2. În fig. 2E este reprezentată o vedere în plan a peretelui mobil. Cele două compresoare din Fig.3, reprezintă o variantă a schemei de principiu a dispozitivului cu alternarea dintre pistonul gazos și camera de comprimare dar cei doi cilindrii sunt așezați paralel unul cu celălalt, iar orificiul de legătură este înlocuit cu o conductă scurtă, ce pătrunde prin pereții laterali ai cilindrilor și poate fi obturată printr-o placă acționată de o tijă paralelă cu tijele pistoanelor. Reducerea frecărilor dintre piston și pereții cilindrilor, dar mai ales evitarea presiunilor laterale mari pe care le generează o acționare printr-un sistem bielă-manivelă, se face prin montarea a două sau mai multe tije 2.5, perfect paralele cu axul cilindrului, ce traversează pistoanele. Unul din capetele acestor tije se fixează de chiulasă, iar celălalt de suport exteriori. Ele permit existența unui mic joc între pereți și piston, mai ales dacă se recurge la montajul vertical al cilindrilor și la introducerea unui strat de lichid pe fața interioară a pistoanelor, similar cu compresoarele cu piston lichid.

atere

O analiză atentă a diagramei p-V din Fig.1B scoate în evidență faptul că, pentru aceeași masă de gaz, diferența dintre lucrul mecanic (de deplasare) consumat pentru o comprimare TRAM ireversibilă și lucrul mecanic (de comprimare) consumat într-o transformare izotermică reversibilă, este cu atât mai mică cu cât raportul de comprimare este mai mic. Această constatare ne sugerează ideea că obținerea unui raport de comprimare ε se poate realiza cu un consum mai mic de energie, dacă această comprimare se face în trepte de presiune, așa cum este schițat în diagrama p-V din Fig.1D. Dacă numărul de trepte este suficient de mare, o comprimare TRAM poate necesita un consum de lucru mecanic mai mic decât o comprimare adiabatică între aceleași limite de presiune, urmată de o răcire izobară (curba 1-5-2) și încă și mai mic decât o comprimare adiabatică între aceleași limite de volum, urmată de o răcire izocoră (curba 1-4-2). Dacă în cazul unei comprimări adiabatice, introducerea treptelor intermediare de presiune duce la obținerea unei transformări care o aproximează pe cea izotermică și reduce lucrul mecanic consumat, dar necesită înlocuirea permanentă a agentului de răcire, în cazul unei comprimări TRAM, transformarea este perfect izotermică, iar introducerea treptelor intermediare duce la diminuarea consumului de lucru mecanic. fără a fi necesară (dacă nu intervin alte tipuri de transformări ireversibile) înlocuirea agentului din pistoanele gazoase.

În multe aplicații, compresorul TRAM este mai avantajos chiar decât compresorul izotermic. În afară de faptul că pentru obținerea unei comprimări izotermice ideale, viteza de desfășurare a proceselor este limitată superior, în timp ce în cazul comprimării TRAM, tocmai principiul său de funcționare impune o viteză cât mai ridicată, comprimarea TRAM nu necesită existența unei surse reci și nici a instalațiilor de răcire aferente. În cazul ambelor tipuri de comprimare, consumul de lucru mecanic necesar obținerii raportului de comprimare dorit este cu atât mai mic cu cât temperatura la care se desfășoară procesul este mai coborâtă (întotdeauna, la o temperatură dată, mai mic în cazul comprimării izotermice). Dar, dacă comprimarea izotermică necesită o sursă rece cu temperatura mai mică decât cea a gazului ce trebuie comprimat, comprimarea TRAM necesită doar existența unui compresor gazos cu temperatura și presiunea corespunzătoare desfășurării procesului. Această deosebire introduce, inevitabil, în cazul comprimării izotermice, limitări de amplasare, de mobilitate, de volum (necesar amplasării instalațiilor de răcire), de putere (sunt puține surse reci care pot fi considerate nelimitate), de randament (temperatura acestor surse este rareori mai mică decât cea a mediului în care este amplasat compresorul, iar energia consumată pentru reducerea temperaturii agentului de răcire este, conform celui de-al doilea principiu al termodinamicii, cel puțin egală cu energia economisită prin această operație). În cazul comprimării TRAM ideale, singura limitare care intervine este dată de energia consumată pentru realizarea compresorului (sau compresoarelor, dacă se folosesc mai multe trepte) corespunzător. În cazul comprimării TRAM reale, se consumă energie suplimentară pentru menținerea temperaturii (uneori și a presiunii) compresorului gazos în limite acceptabile. Pentru aceasta, e necesară eliminarea căldurii provenită din frecarea între elementele pistonului (inclusiv frecarea vâscoasă dintre straturile de fluid în mișcare), a celei provenite din mediul înconjurător și a celei provenite din interacțiunea piston solid-piston gazos (care apare atunci când pistonul gazos se mișcă atât de repede încât



produce creșterea presiunii gazului din imediata sa vecinătate, sau atunci când se mișcă prea lent și uniformizarea câmpului de presiuni se produce la o presiune mai mică decât cea finală, astfel încât la sfârșitul cursei, pistonul execută o comprimare politropică).

Aceste observații sugerează un nou procedeu de reducere a lucrului mecanic necesar comprimării gazelor, ale cărui caracteristici sunt sintetizate în diagrama p-V din Fig. 1E: pentru efectuarea comprimării izoterme 2-1 de la presiunea p_1 la presiunea p_2 , a unui gaz aflat la temperatura T_0 , se reduce adiabatic presiunea acestuia până la presiunea p_3 , corespunzătoare temperaturii T_1 , se comprimă izotermic ireversibil într-un compresor TRAM (cu piston gazos) până la presiunea p_4 , după care se revine la temperatura T_0 printr-o comprimare adiabatică. În diagramă se sugerează o comprimare în trepte de presiune, cu un consum de lucru mecanic ce poate fi aproximat prin lucrul mecanic necesar unei comprimări izoterme reversibile ce ar avea loc la o temperatură T_c . Dacă temperaturii T_1 este suficient de coborâtă, sau dacă raportul de comprimare este mic, compresorul TRAM poate fi realizat cu o singură treaptă. Raportul de destindere al detentorului și raportul de comprimare al compresorului adiabatic trebuiesc perfect corelate cu temperatura pistonului gazos. Cu un astfel de dispozitiv, pe care îl vom numi TRAMI (simbolul I va semnala o comprimare la o temperatură inferioară celei ambiante), compus dintr-un detentor adiabatic, din orice tip de compresor TRAM și dintr-un compresor adiabatic, se pot realiza comprimări izoterme cu un consum de energie inferior unui compresor izotermic reversibil, la o viteză de desfășurare a procesului mult mai mare.

Incinta 1.5 din Fig.4 este o incintă foarte bine izolată termic, eventual chiar vidată. În interiorul ei sunt amplasate patru camere de comprimare 1.1 și patru pistoane gazoase 1.2, alcătuind cele patru trepte ale compresorului TRAM. Volumul fiecărei camere de comprimare și a fiecărui piston gazos se calculează în funcție de presiunea prestabilită a treptei respective. Fiecare pereche de cilindri are un canal de legătură 4 prin pereții laterali, a cărui secțiune se poate modifica cu ajutorul paletei 3, acționate, la fel ca și pistoanele 2.1 și 2.2 de către discurile 21. Aceste discuri, montate pe axul 23 a cărui rotație este asigurată de motorul 24, conțin pe una din fețe canalele profilate 22, în a căror configurație este transpusă ecuația de variație a vitezei pistoanelor și legea de variație a secțiunii canalului de difuzie. Compresorul este alimentat direct din atmosferă, dintr-un rezervor de gaz, sau din alt aparat (în figură, din detentorul izotermic 14, al cărui volum trebuie să fie egal cu volumul primei camere de comprimare), prin canalul de admisie 15. Trecerea gazului comprimat într-o treaptă spre camera de comprimare din următoarea treaptă se face prin canalele 20. Din ultima treaptă de comprimare gazul este introdus prin conductele 18 în rezervorul cu presiune constantă 17. Reglarea presiunii din rezervor se face prin introducerea, sau prin evacuarea lichidului 19. O bună parte din căldura datorată funcționării în regim real se acumulează în gazul comprimat și este evacuat în rezervor, dar partea rămasă se acumulează în interior, ducând la creșterea temperaturii și a presiunii pistonului gazos, ceea ce duce la abateri din ce în ce mai mari de la regimul de transfer de masă și la apariția în interiorul unui ciclu a unor mici perioade de comprimare. Din acest motiv, periodic, mecanismul de acționare introduce câte un ciclu de regenerare. Acesta se face prin menținerea în poziția "închis", pe durata unui

Albrecht

ciclu, a primului canal 4, ceea ce duce la evacuarea, prin supapa s2 a întregului conținut al pistonului gazos în rezervorul de regenerare 13 și la introducerea de gaz proaspăt prin supapa s4, în timp ce conținutul camerei de comprimare este transferat necomprimat în camera următoare. Procesul avansează câte un pas în fiecare din ciclurile următoare, pentru ca din ultima cameră de comprimare gazul să fie evacuat necomprimat în rezervorul sursă, sau să fie comprimat adiabatic.

Compresorul din Fig.5 are un număr par de camere de comprimare 1.1 amplasate în compartimente etanșe, în care se găsește gazul de lucru la presiunea corespunzătoare treptei respective de comprimare, fiecare compartiment constituind câte un piston gazos. Comunicarea dintre camerele de comprimare și compartimentul în care este amplasat se face prin orificiile 4 din pereții camerei, orificiu ce este închis și deschis de capacul 9, prin acționarea unei tije la capătul căreia se găsește cama 12. Pistoanele 1.2 sunt cu dublu efect, admisia gazului de joasă presiune fiind făcută prin supapele s1, iar evacuarea gazului comprimat, prin supapele s3. Caraiiele de evacuare 20 sunt prevăzute cu câte o ramificație pentru refacerea pistonului gazos după comprimare și cu o paletă 12' cu 4 poziții succesive, 2 pentru refacerea pistonului și 2 pentru refularea în treapta următoare. Într-o variantă constructivă mai simplă, ramificațiile și paleta obturatoare se pot elimina, refacerea pistonului fiind făcută tot prin orificiul 9. E necesar un număr par de camere de comprimare în fiecare cameră, pentru a putea asigura simultaneitatea operației de admitere a gazului comprimat într-o cameră, cu evacuarea aceluiași volum de gaz în camera pereche. Regenerarea pistonului gazos se face prin răcirea permanentă a compartimentelor prin schimbătoarele de căldură 10.

Figura 1E ne sugerează și modul în care se poate realiza un ciclu termodinamic de tip Carnot (Fig.6A, E): prin cuplarea unui detentor izotermic reversibil 20 cu un compresor TRAMI (compresorul adiabatic 19, TRAM și detentorul adiabatic 18). Dacă temperatura de destindere este mai mare decât cea de comprimare se obține un ciclu motor (Fig.6B), în caz contrar se obține un ciclu inversat (instalație frigorifică, sau pompă de căldură). Vom numi aceste cicluri: cicluri TRAMI izoterme. La un astfel de motor, întrucât nu este necesară eliminarea căldurii, temperatura sursei reci poate fi coborâtă cu mult sub temperatura mediului ambiant, obținându-se randamente mai mari decât la motoarele cu compresor reversibil, care, de obicei sunt legate de temperatura mediului. Dacă sursa caldă este chiar mediul ambiant, acest tip de motor poate funcționa cu un randament cu atât mai mare cu cât temperatura de funcționare a compresorului este mai coborâtă.

O instalație frigorifică se poate obține și dacă cele două temperaturi sunt egale (Fig.8B). În acest din urmă caz, compresorul TRAM se cuplează direct cu detentorul izotermic și se introduce într-o incintă (Fig.8A). Compresorului i se furnizează un lucru mecanic cu ceva mai mare decât lucrul produs de detentor prin extragerea căldurii din incintă (dacă se neglijează ireversibilitățile, diferența este determinată de raportul de comprimare și de numărul de trepte de presiune al compresorului), ceea ce duce la scăderea temperaturii din incintă, de la temperatura de pornire T_0 (de regulă, temperatura ambiantă) până la o temperatură T_1 la care căldura ce trece prin izolație este egală cu temperatura extrasă de detentor. Trebuie remarcat că, în acest caz ideal (fără ireversibilități), puterea cerută de compresor nu se modifică în funcție de temperatura din incintă.

alors

Ciclul Carnot este avantajos atunci când detentorul este amplasat într-o sursă cu temperatură constantă. Dacă preluarea căldurii se face prin încălzire (cazul utilizării combustibililor, al extragerii căldurii reziduale, al folosirii unor surse cu potențial redus, etc) se recomandă ciclurile TRAMI izobare (Fig. 6D și Fig.9), sau izocore, care diferă de cele izotermice prin înlocuirea detentorului cu un schimbător de căldură 26. În acest mod, lucrând cu un agent preluat din mediul ambiant, cu temperatura acestuia, se poate extrage și utiliza energia sursei de căldură, din toată gama de temperaturi disponibilă.

Dispozitivul din Fig.7 a fost conceput pentru a reduce la maxim diferențele de lucru mecanic consumat pentru comprimarea izotermică, dintre compresorul TRAM și cel clasic și pentru a elimina compresoarele cu piston gazos, al căror număr, pentru un consum redus de energie mecanică, trebuie să fie cât mai mare și a căror regenerare consumă timp și energie. Eliminarea acestor compresoare, poate reduce substanțial cheltuielile de proiectare și de fabricație, deoarece menținerea constantă a presiunii pe fața interioară a pistonului, necesită calcule laborioase și dispozitive costisitoare. Pentru ridicarea presiunii unui gaz de la presiunea p_1 la presiunea p_2 , în locul unui număr mare de camere de comprimare se folosește una singură, compresorul 23, care are intrarea legată la ieșirea turbinei de gaze 22. În acest fel, presiunea gazului de la intrarea în compresor, care în același timp este și presiunea de la ieșirea turbinei, se autoreglează la valoarea optimă. Dacă gazul cu presiunea p_2 din pistonul gazos 21 ar fi introdus direct în turbină, diferența de presiune dintre intrare și ieșire ar fi în permanentă schimbare, la fel și temperatura gazului la ieșire. De aceea, pistonul gazos 21 nu este un simplu compresor pentru transferul volumului de gaz necesar, ci un compresor izotermic cu performanțe cât mai ridicate. Volumul acestuia trebuie să fie egal cu suma dintre volumele compresoarelor 23 și 18, redus cu $1/\epsilon$ din volumul compresorului 23. Pistonul compresorului 21 se mișcă în așa fel încât diferența de presiune dintre intrarea și ieșirea turbinei să fie constantă. Aceasta înseamnă că acest piston îndeplinește simultan două funcții: transferă gaz la intrarea în turbină și comprimă izotermic gazul rămas în compresor. În acest fel, gazul din compresorul 23 este comprimat izotermic până la presiunea p_2 . Când se atinge această presiune la ieșirea turbinei, robinetul de intrare se închide, ieșirea comută pe compresorul 18, iar gazul rămas în turbină se destinde adiabatic, comprimând aerul din compresor până la presiunea p_2 , după care se refac legăturile inițiale și procesul reîncepe.

Se pot realiza compresoare TRAM și cu compresoare rotative. Compresorul din Fig.14 este de tipul celor la care pistonul gazos 44 este o incintă izolată 45. Camerele de comprimare sunt compresoarele rotative 41, cu paletă culisantă 42 în rotorul 43, amplasate în număr par în această incintă. În pereții camerei de comprimare se găsesc orificiile 48, care sunt periodic obturate de un obturator 46 în formă de disc ce se rotește în jurul axului 47. Când paleta culisantă se găsește în poziția moartă 41.1, robinetul rotativ 50 se găsește în poziția închis, iar compresorul pereche refulează gaz comprimat în incintă, orificiul 49 din obturator se suprapune peste orificiul 48 din perete și gazul cu presiune ridicată din incintă difuzează în camera de comprimare. Pentru ca pe durata acestor transferuri de masă presiunea să se mențină constantă, în pereții incintei s-au introdus pistoanele 56, în imediata apropiere a orificiilor de difuzie din pereții camerelor de comprimare. Alimentarea camerelor de comprimare

alora

se face prin conductele 53 și supapele s1, iar refularea printr-un robinet rotativ 50 cu canale 51, care are 3 poziții: închis, refulare în incintă și refulare în rezervor prin conducta 52. Acest tip de compresor poate fi realizat cu viteze mari ale rotorului, deci cu debite mari de gaz. O regenerare suplimentară a pistoanelor gazoase se poate face cu compresoare suplimentare 57. Dacă presiunea incintei crește odată cu temperatura, datorită existenței unor perioade de comprimare izotermică reversibilă, pistonul acestui compresor se destinde, reducând temperatura până la valoarea inițială și recuperând o parte din energia consumată. Întrucât la această temperatură presiunea este mai mică decât cea necesară, prin orificiul 58 este admis gaz la presiunea și temperatura de funcționare, prin difuzie izotermică. Volumul suplimentar de gaz este trimis în rezervor.

Realizarea unor cicluri Carnot performante și a unor pistoane gazoase cu compresor izotermic (Fig.7) creează necesitatea utilizării unor compresoare izotermice performante și de mare viteză, ceea ce în stadiul actual al tehnicii este destul de dificil. O analiză a caracteristicilor acestui tip de compresoare a condus la concluzia că cele mai bune performanțe pot fi atinse de compresoarele cu bule de gaz. Figurile 10 și 11, prezintă două dintre tipurile existente de compresoare, pe care le-am adaptat exigențelor impuse de construirea motoarelor cu ciclu TRAM izotermic. Compresorul din Fig.10 este un compresor hidraulic în circuit închis, utilizat în prezent pentru comprimarea izotermică a aerului, acolo unde există, sau se creează în mod artificial, căderi de apă. Într-un astfel de compresor, se introduce aer prin partea superioară a unei conducte de înălțime mare, aer care este antrenat sub formă de bule de căderea gravitațională a lichidului și este colectat din bazinul de liniștire 29, după ce presiunea lui a crescut de la presiunea atmosferică cu o valoare egală cu înălțimea coloanei de apă. Întrucât suprafața bulelor de lichid, prin care se face schimbul de căldură între aer și apă este mare, comprimarea poate fi considerată izotermică. Pompa 30 are rolul de a compensa, prin lucrul mecanic introdus, căderea de presiune datorată frecărilor din lichid, dintre lichid și pereții conductei, precum și forța ascensională a bulelor de gaz. În utilizarea actuală, circuitul este deschis în partea sa superioară și este în contact cu aerul atmosferic. Prin închiderea completă a circuitului, se obțin o serie importantă de avantaje:

- posibilitatea de a utiliza ca lichid de transport și de comprimare și alte lichide, cu greutate mai mare (uleiuri, diverse soluții, mercur, metale sau săruri topite, etc), sau cu proprietăți superioare de transfer termic (nanofluid)
- posibilitatea de a utiliza ca agent de lucru orice gaz
- posibilitatea de a amplasa în partea superioară a circuitului o cameră cu un volum redus 31, în care prin modificarea presiunii interioare cu ajutorul compresorului 32, să se crească presiunea de la care începe comprimarea, ceea ce permite mărirea debitului de gaz introdus în circuit
- posibilitatea de comprimare în trepte: gazul colectat din camera 29 este reintrodus în circuit, după creșterea corespunzătoare a presiunii din camera 31

Compresorul pe care îl propunem în această invenție, prezintă și alte îmbunătățiri ce duc la creșterea randamentului instalației:

- înclinarea conductei de cădere, ceea ce duce la formarea unor punji de gaz 33 pe unul din pereți, ceea ce duce la reducerea frecărilor dintre lichid și conductă

Albă

- creșterea secțiunii conductei forțate înainte de intrarea în camera de liniștire, ceea ce duce la o separare mai ușoară a bulelor transportate și la reducerea lungimii bazinului de liniștire

- prelungirea conductei de cădere până deasupra suprafeței bazinului

Compresorul din Fig. 11 este un compresor cu lichid și cu bule de gaz, la care creșterea presiunii exercitate asupra bulelor se face prin centrifugare. Gazul este introdus direct în conducta prin care pompa 30 introduce lichidul în axul compresorului. Evacuarea acestui debit de lichid se face prin ajutaje montate în pereții laterali, astfel ca lichidul să fie expulzat cu putere în paletetele unei turbine hidraulice 27, prin care se recuperează o mare parte din puterea motorului de antrenare 54. Forța de reacție a lichidului ejectat contribuie, de asemenea la reducerea consumului de energie. Lichidul în mișcarea sa laterală antrenează și bulele de gaz, care sunt comprimate de forța centrifugă a lichidului în mișcare. Forțele arhimedice împing aceste bule spre partea superioară a compresorului (al cărui ax este vertical), iar forma de cupă a peretelui superior facilitează colectarea gazului în camera 55, de unde este colectat într-un rezervor.

Compresoarele cu transfer de masă pot fi realizate și pentru cicluri Rankine, în care agentul de lucru ajunge la temperatura de lichefiere. Fig.12A prezintă schema unei asemenea instalații, iar Fig.12B diagrama T-s de desfășurare a procesului. Componenta instalației este similară cu a unei instalații clasice cu ciclu Rankine direct: cazanul 33, supraîncălzitorul 34, turbina de vapori 22, condensatorul 35, pompa de lichid 30. Diferențele apar de la turbină, care este proiectată să preia numai o parte a destinderii vaporilor supraîncălziți. Restul căderii, până la presiunea de lichefiere este preluat de un detentor cu piston, în care, după ce pistonul a ajuns la capătul cursei, cu ajutorul pompei 40 se injectează fluidul de lucru în stare lichidă, păstrat în rezervorul 37 la o temperatură scăzută. Cantitatea de lichid pulverizat este calculată în așa fel încât amestecul obținut să aibe concentrația de vapori dorită. După cum reiese din diagrama 12B, între lichidul aflat în starea 6 și vaporii aflați în starea 1 se realizează un amestec cu starea 5. Modificarea concentrației fluidului se realizează fără transfer de căldură sau consum de lucru mecanic, ci doar prin transfer de masă. Acest lucru, permite funcționarea temporară (până la epuizarea stocului de lichid rece) la temperaturi joase, chiar dacă nu se dispune la momentul, sau în locul respectiv de o sursă rece. Amestecul rezultat este comprimat adiabatic, prin deplasarea rapidă a pistonului în sens contrar. Pistonul poate fi protejat de lovituri hidraulice prin păstrarea unui strat din lichidul de lucru pe fața superioară a acestuia (în cazul montajului cu ax vertical). În urma comprimării amestecul trece în întregime în stare lichidă, la o temperatură superioară celei de lichefiere. Prin deplasarea pistonului până la capătul cursei, lichidul rezultat este împins în rezervorul cu fluid cald 36, care este despărțit de cel cu fluid rece 37 printr-un piston liber 38.

REVENDICARI

1. Compresor pentru comprimarea gazelor și vaporilor, denumit compresor cu piston gazos, caracterizat prin aceea că se compune din:

- o incintă denumită piston gazos în care se găsește gazul de comprimat la o presiune egală cu presiunea de comprimare, echipată cu un piston mobil (2.2, Fig.1A), care în timpul unui ciclu, se deplasează de la un capăt al camerei spre capătul opus, măturând întreg volumul camerei, sub acțiunea unui mecanism, care îi imprimă vitezei o lege de variație prestabilită, un dispozitiv de admisie (s2, Fig.1A), și unul de refulare (s4, Fig.1A), (supapă, ventil, robinet, etc, cu acționare manuală, sau automată)

- o incintă denumită cameră de comprimare, echipată cu un piston mobil (2.1, Fig.1A), un dispozitiv de admisie (s1, Fig.1A), și unul de refulare (s3, Fig.1A), al cărei volum este mai mare decât volumul camerei de comprimare

- una, sau mai multe căi de difuzie, care pot fi orificii (4, Fig.1A) amplasate într-un perete comun celor două incinte, sau conducte de legătură între acestea (4, Fig.3) și care pot fi închise și deschise în timpul unui ciclu de comprimare, prin dispozitive automate, sau acționate din exterior (4', Fig.1A; 3.1, Fig.2),

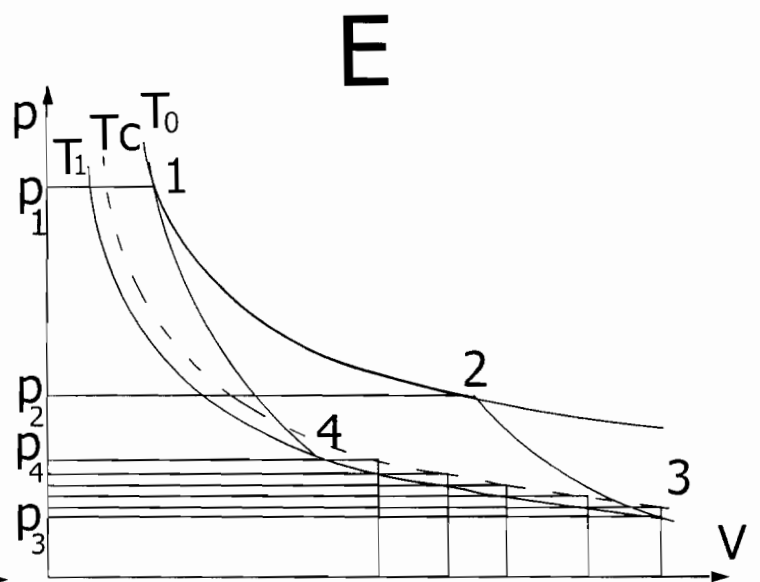
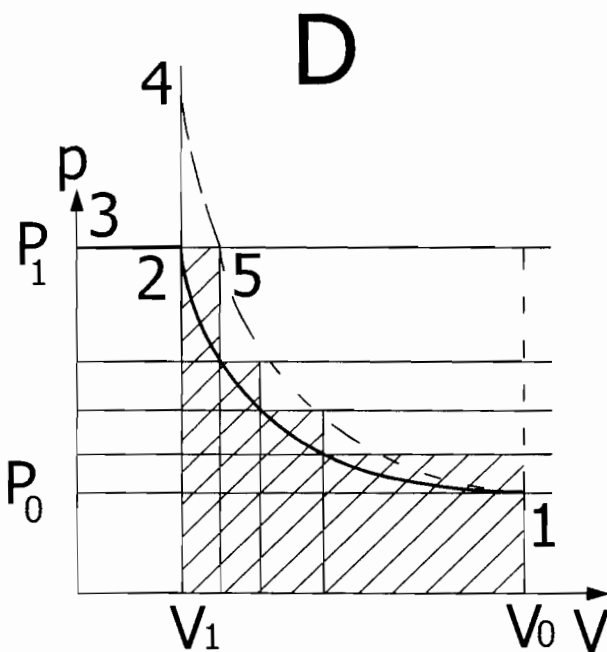
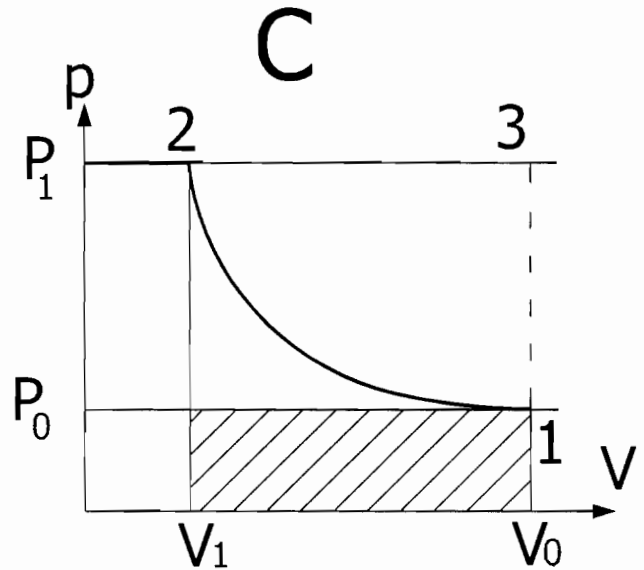
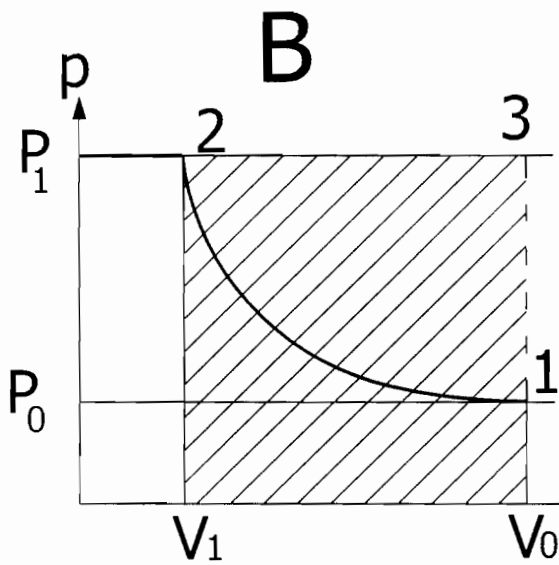
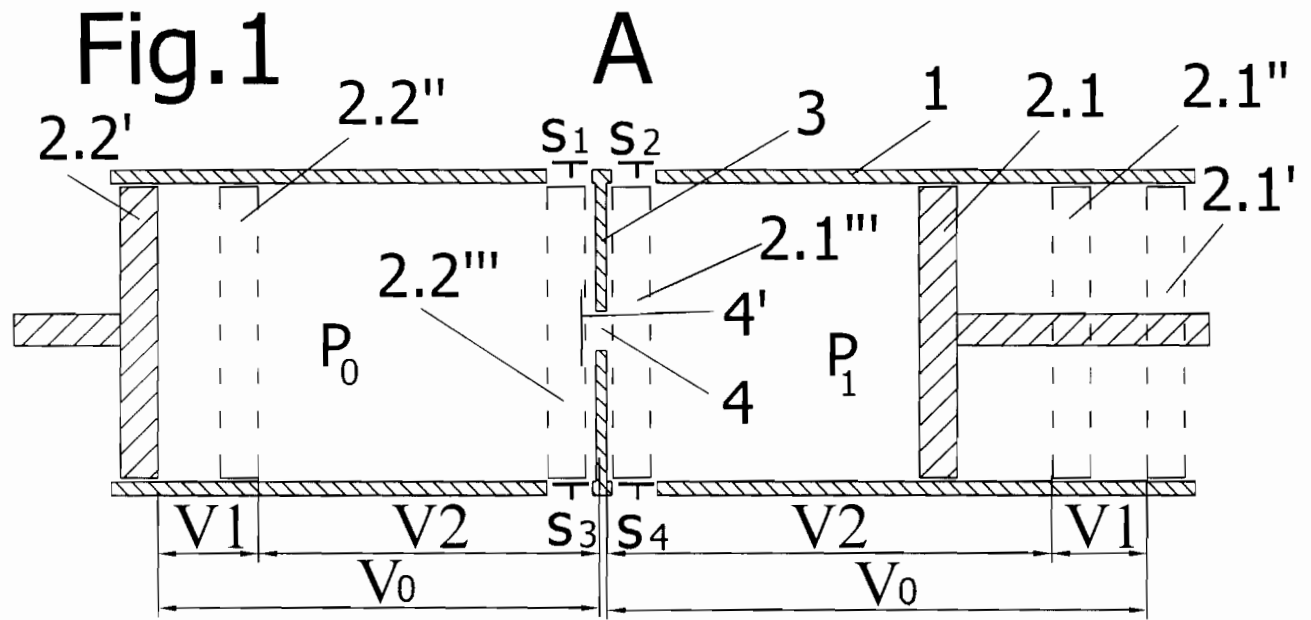
ciclul de funcționare fiind compus din succesiunea următoarelor faze:

- admisia gazului de comprimat în camera de comprimare (datorită deplasării pistonului mobil al acesteia, dinspre capătul camerei la care sunt amplasate supapele, până în capătul opus, și datorită deschiderii supapei de admisie)
- difuzia pistonului gazos în camera de comprimare prin calea de difuzie, care produce comprimarea izotermică și adiabatică a gazului din această cameră (datorită deplasării pistonului mobil al acestei incinte, până în capătul în care este amplasat orificiul de difuzie, dinspre capătul opus, și datorită deschiderii căii de difuzie; deplasarea pistonului trebuie făcută în așa fel încât presiunea pe fața sa să rămână constantă
- refacerea pistonului gazos, prin deplasarea simultană a ambelor pistoane spre poziția de la începutul fazelor anterioare, astfel încât volumul gazului închis între cele două pistoane să nu se modifice
- în momentul în care organul mobil al pistonului gazos a ajuns la capătul acestei curse, se deschide supapa de evacuare a camerei de comprimare și gazul rămas este evacuat spre rezervorul de stocare, prin deplasarea organului mobil până la capătul camerei: în acest interval, se închide calea de difuzie

2. Compresor cu piston gazos, conform revendicării 1, caracterizat prin aceea că, organele mobile ale ambelor camere sunt rotative, ele măturând volumul de la o extremitate la cealaltă, apoi intră într-o zonă moartă, pentru a reveni în camera respectivă în extremitatea din care au plecat
3. Compresor cu piston gazos, conform revendicării 1, caracterizat prin aceea că, cel puțin o cameră de difuzie include un schimbător de căldură
4. Compresor cu piston gazos, conform revendicării 1, caracterizat prin aceea că, tija pistonului gazos traversează întreaga cameră de comprimare, iar calea de difuzie începe de pe o față a pistonului, străbate pistonul și tija tubulară a acestuia și se termină printr-un orificiu din peretele tijei, care pe toată durata deplasării pistonului rămâne situat în cameră de comprimare
5. Compresor cu piston gazos, conform revendicării 1, caracterizat prin aceea că pistonul gazos este o incintă izolată termic, în care presiunea este egală cu presiunea de comprimare și în care sunt amplasate una sau mai multe camere de comprimare, de preferință într-un număr par, având fiecare în peretele său câte un orificiu care poate fi închis și deschis în timpul unui ciclu de comprimare, prin dispozitive automate, sau acționate din exterior, astfel încât intervalul în care sunt deschise să coincidă cu intervalul în care camera de comprimare refulează în pistonul gazos, iar intervalul în care sunt închise să coincidă cu intervalul în care camera de comprimare refulează în rezervor.
6. Compresor TRAM, caracterizat prin aceea că este alcătuit din mai multe pistoane gazoase conform revendicării 1, cu volume și presiuni diferite, astfel încât presiunea pistonului gazos al unei trepte să fie egală cu presiunea camerei de comprimare a treptei precedente, legate în așa fel încât gazul de comprimat să fie admis în prima cameră de comprimare, iar refularea să se facă în camera de comprimare a treptei următoare, volumele pistoanelor gazoase și a camerelor de comprimare descrescând corespunzător acestor presiuni.
7. Compresor TRAM1, caracterizat prin aceea că, este compus dintr-un detentor adiabatic în care gazul de comprimat este destins până la o anumită presiune și temperatură, este introdus într-un compresor TRAM conform revendicării 6, unde este comprimat izotermic până la o presiune superioară, iar apoi este introdus într-un compresor adiabatic în care este readus la temperatura inițială (sau la o altă temperatură dorită), dar la o presiune superioară celei inițiale
8. Motor termic pentru producerea de energie mecanică, compus dintr-un compresor TRAM conform revendicării 6, cuplat cu un detentor izotermic

9. Motor termic pentru producerea de energie mecanică, compus dintr-un compresor TRAM conform revendicării 7, cuplat cu un detentor izotermic
10. Motor termic pentru producerea de energie mecanică, compus dintr-un schimbător de căldură în care agentul de lucru este încălzit la presiune constantă, apoi este introdus într-un detentor adiabetic, în care este destins până la o anumită presiune și temperatură, producând lucru mecanic, apoi este introdus într-un compresor TRAM conform revendicării 6, unde este comprimat izotermic până la o presiune superioară, pentru a fi introdus într-un compresor adiabetic în care este readus la temperatura și presiunea inițială

alors



alora

Fig.2

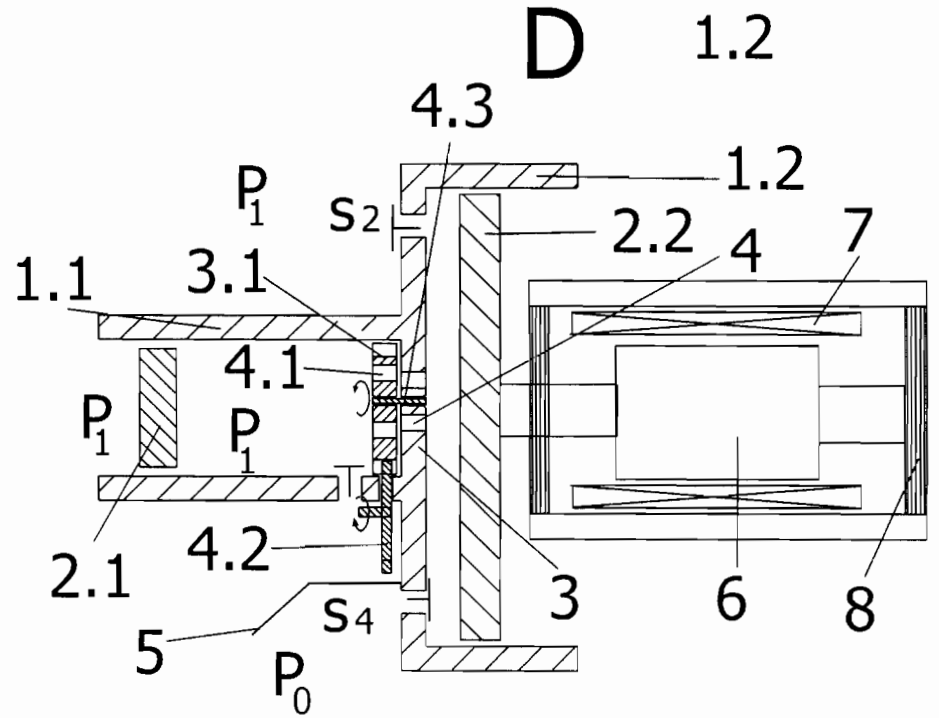
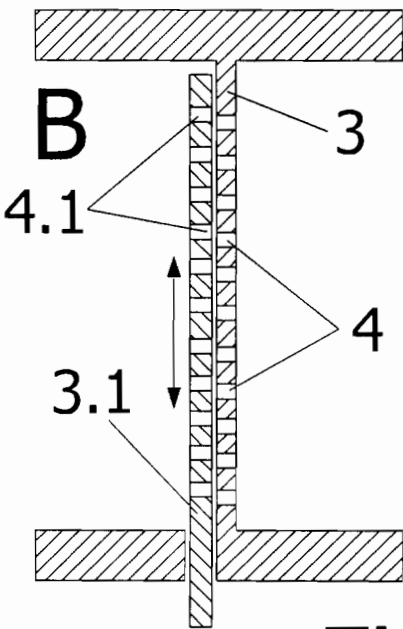
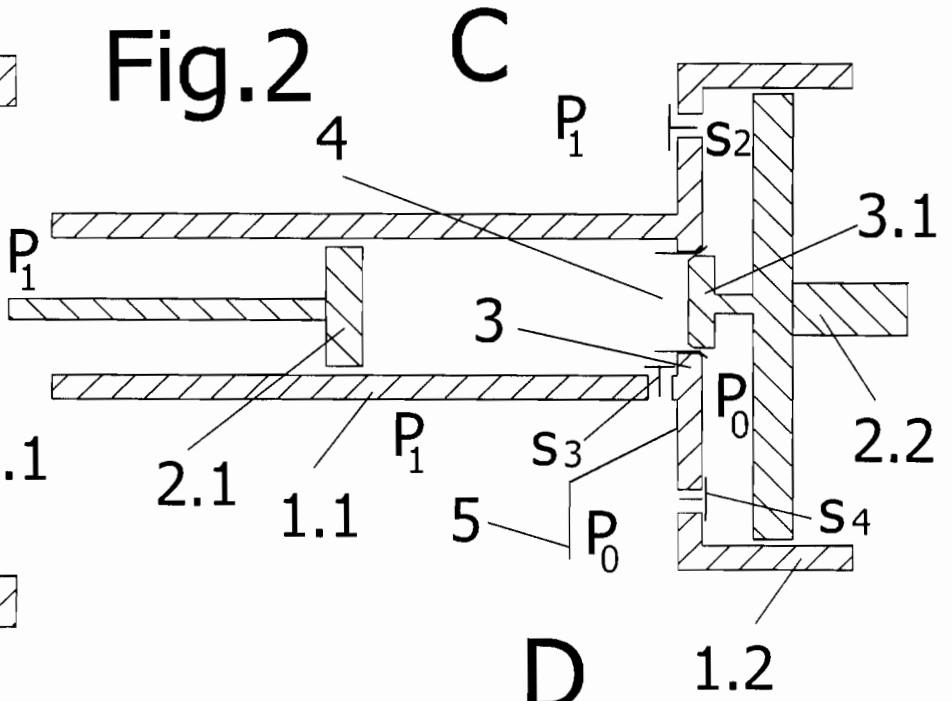
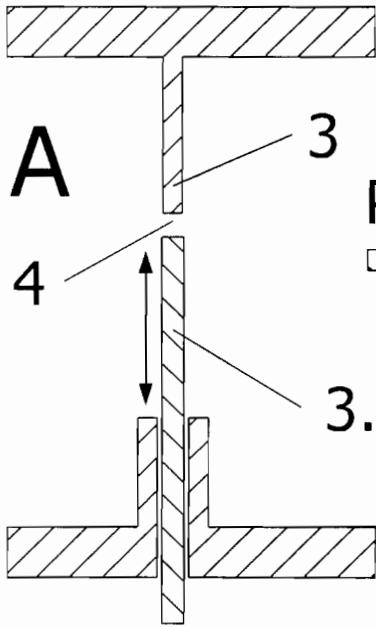


Fig.3

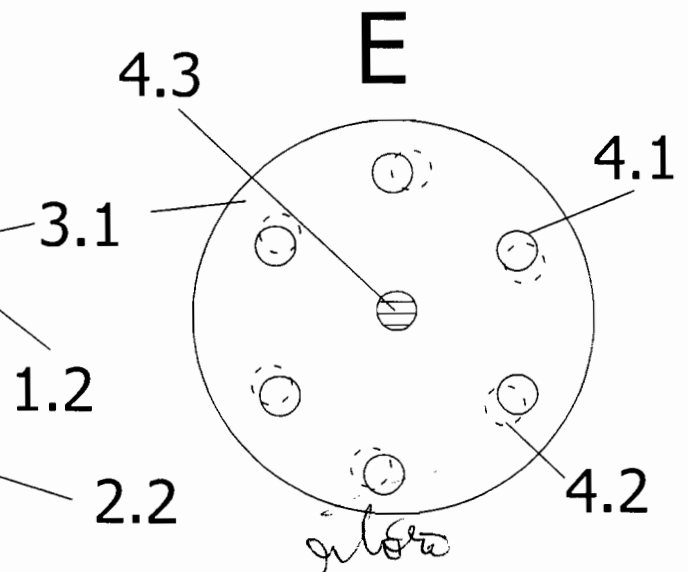
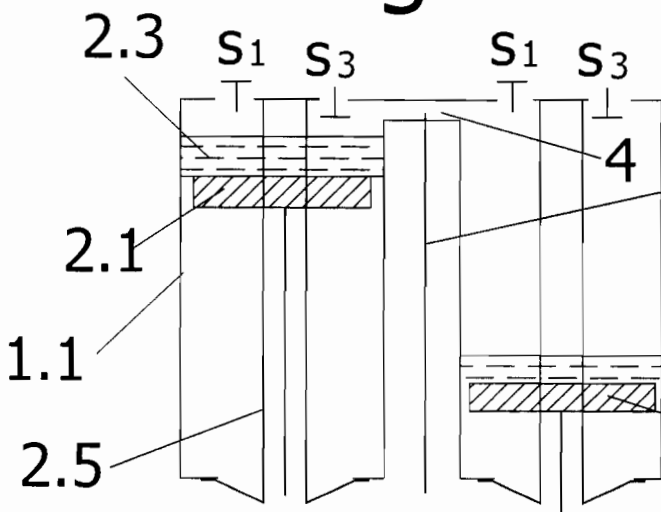


Fig.4

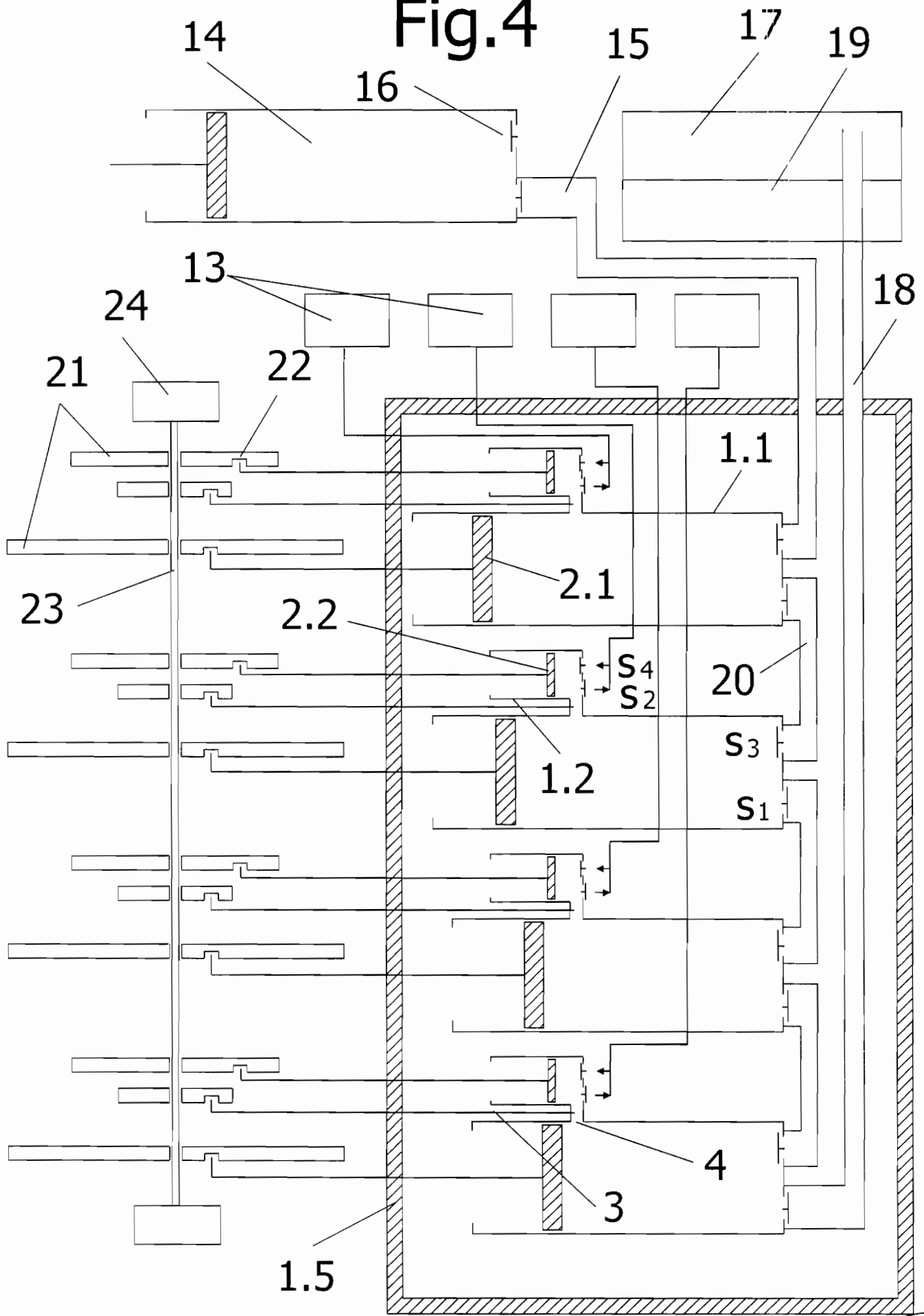
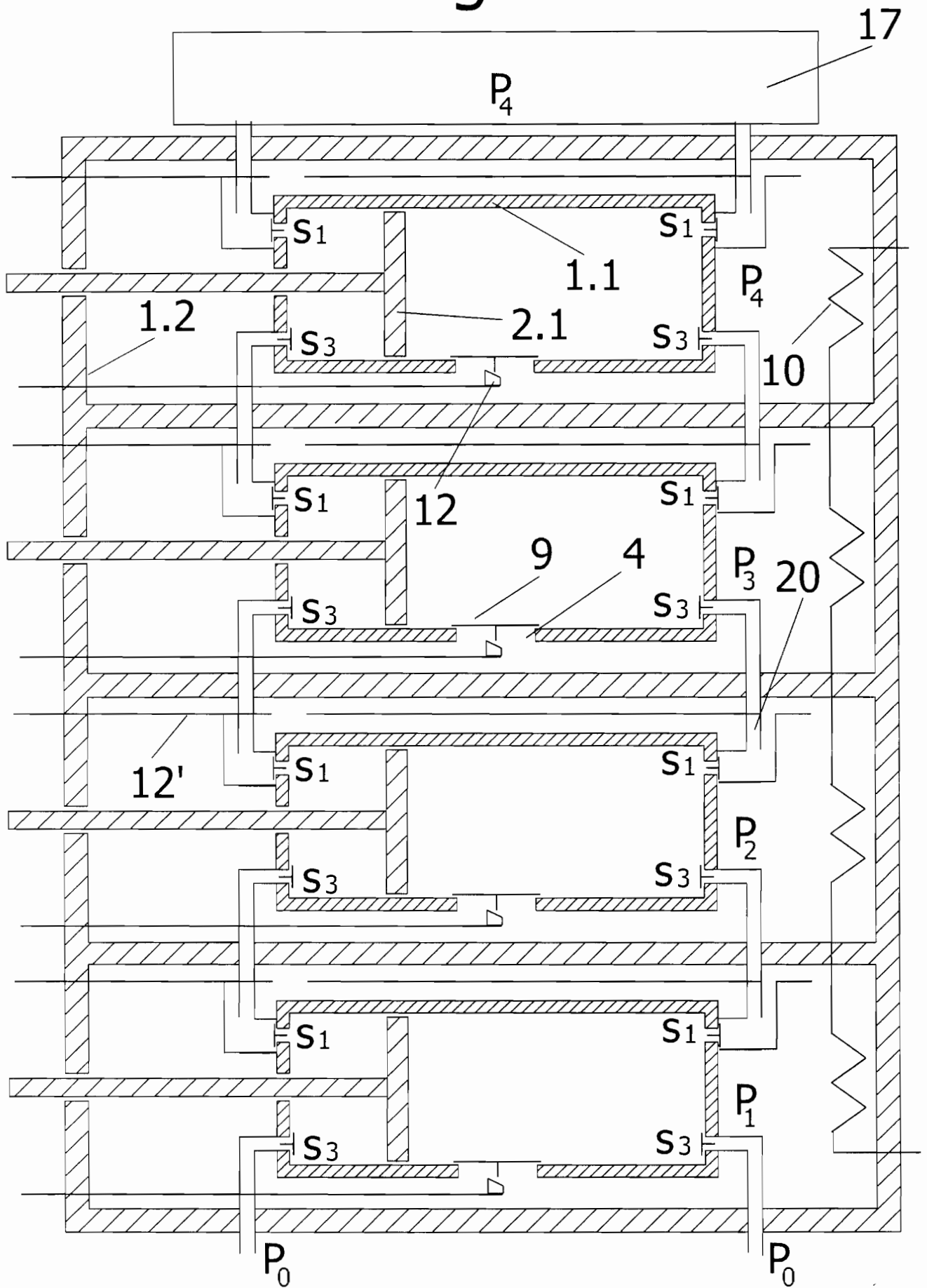
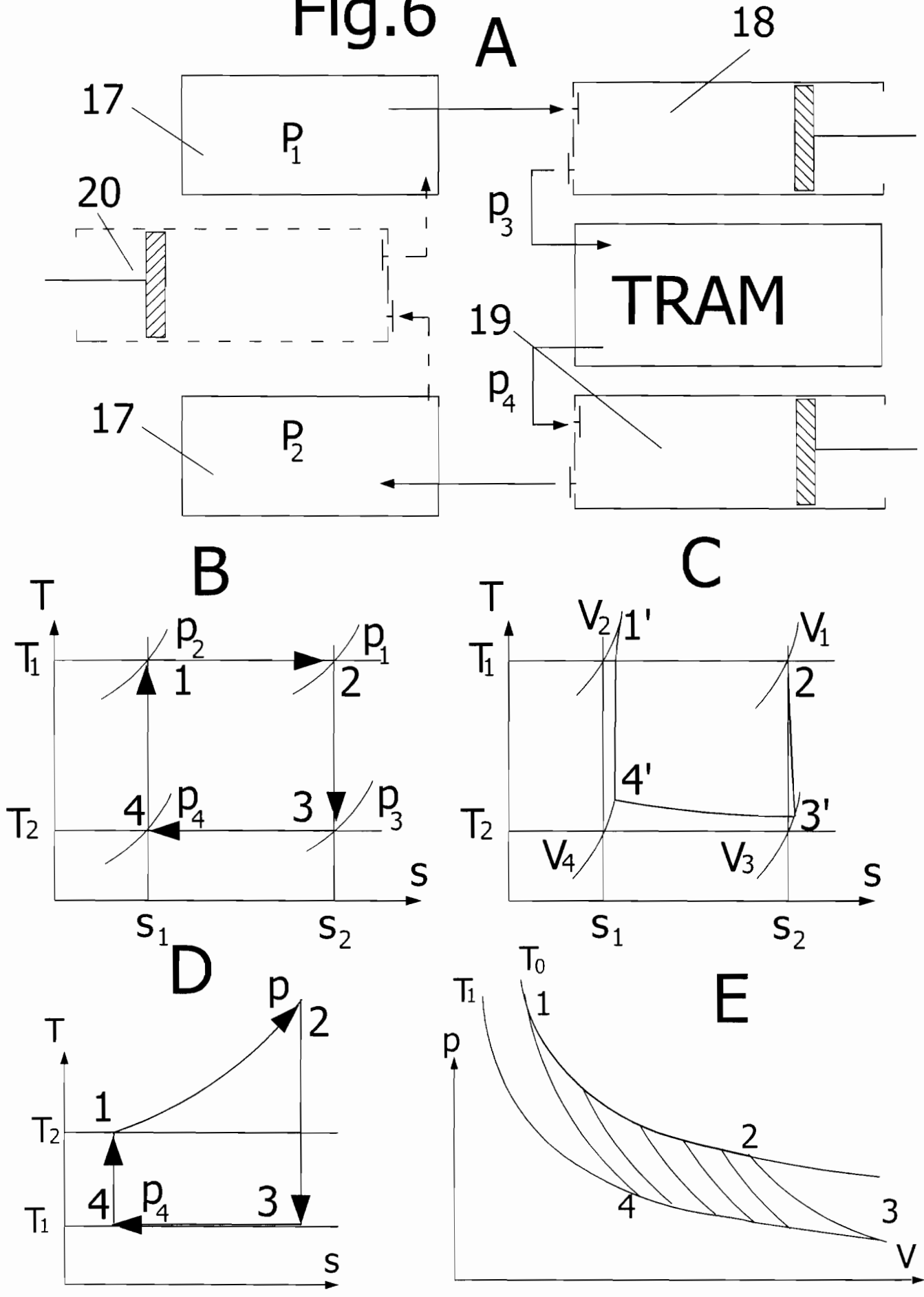


Fig.5



6

Fig.6



albert

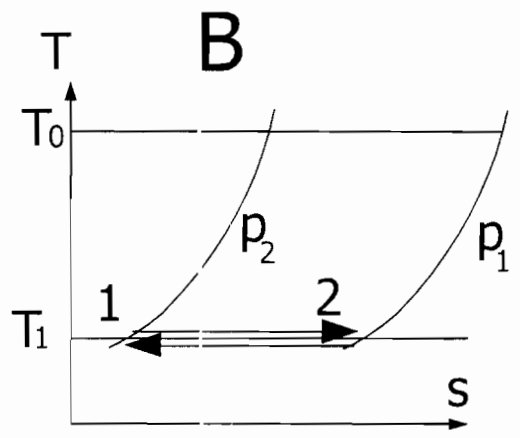
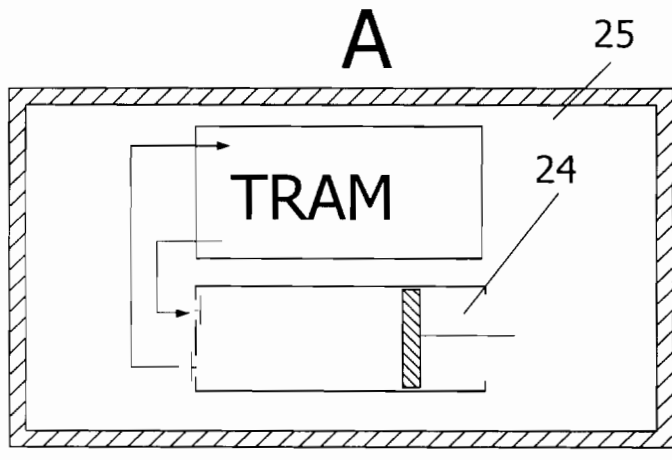
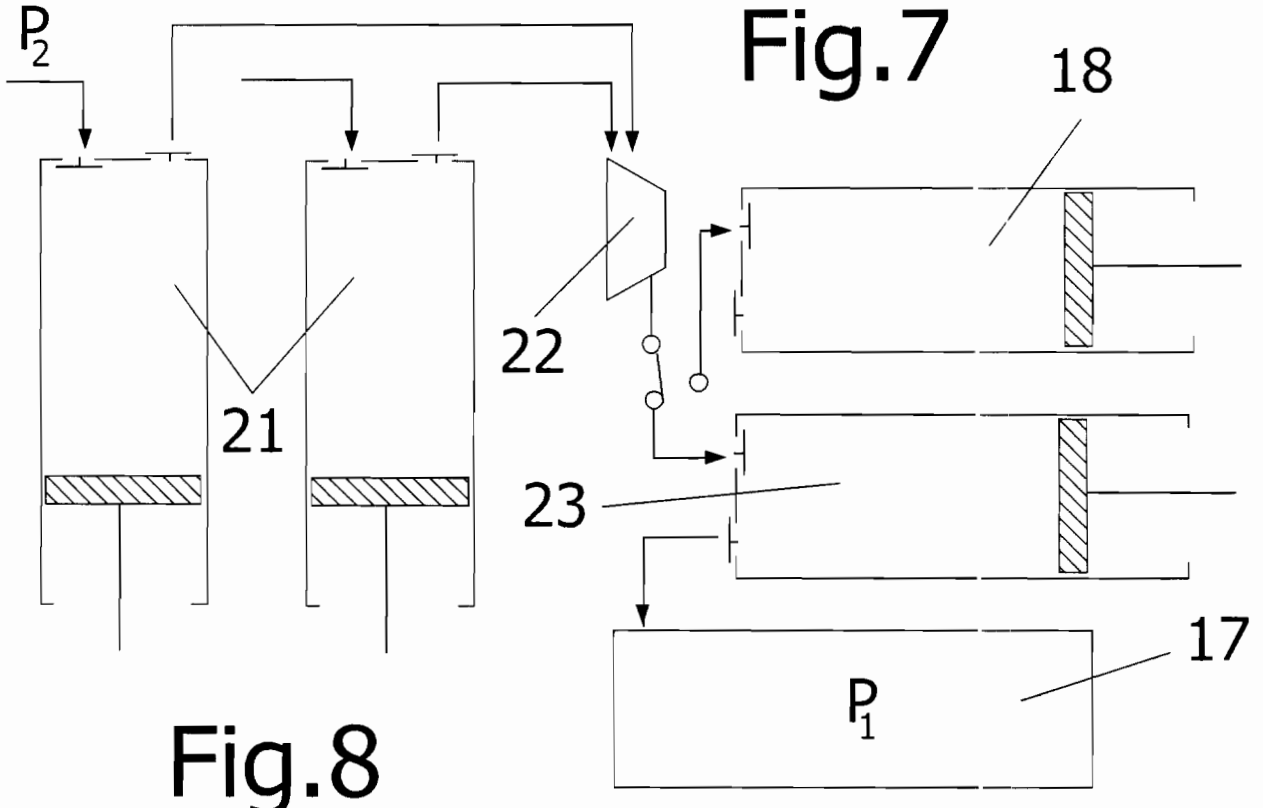
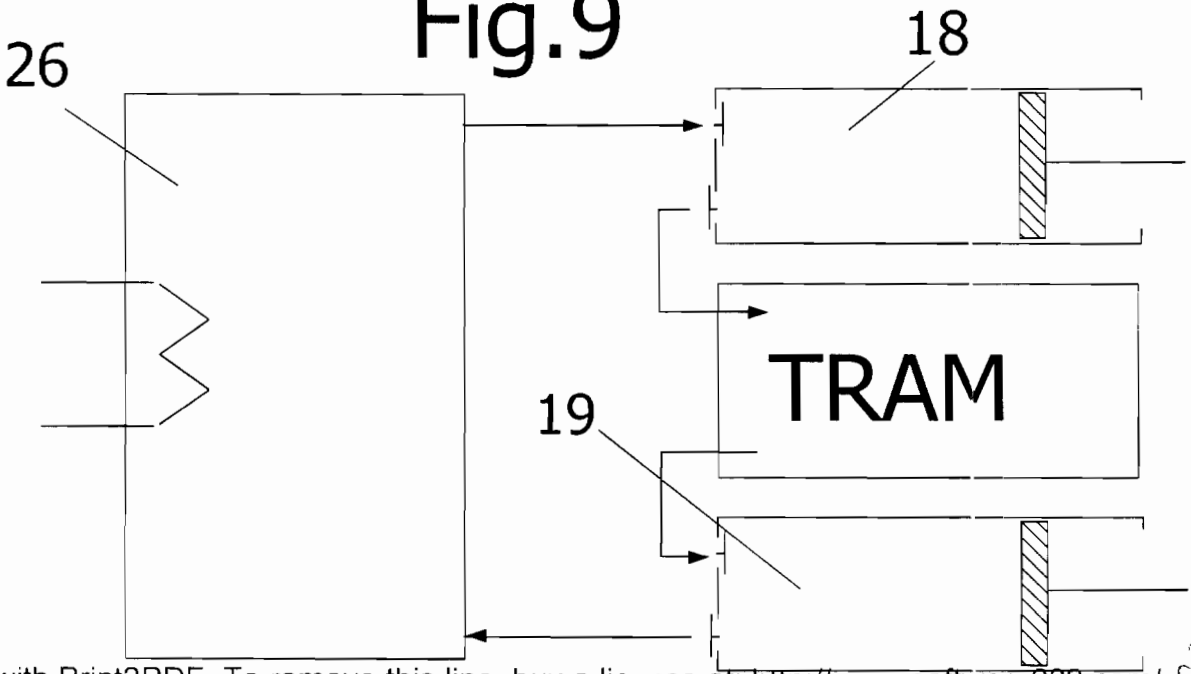


Fig. 9



Alvoro

Fig.10

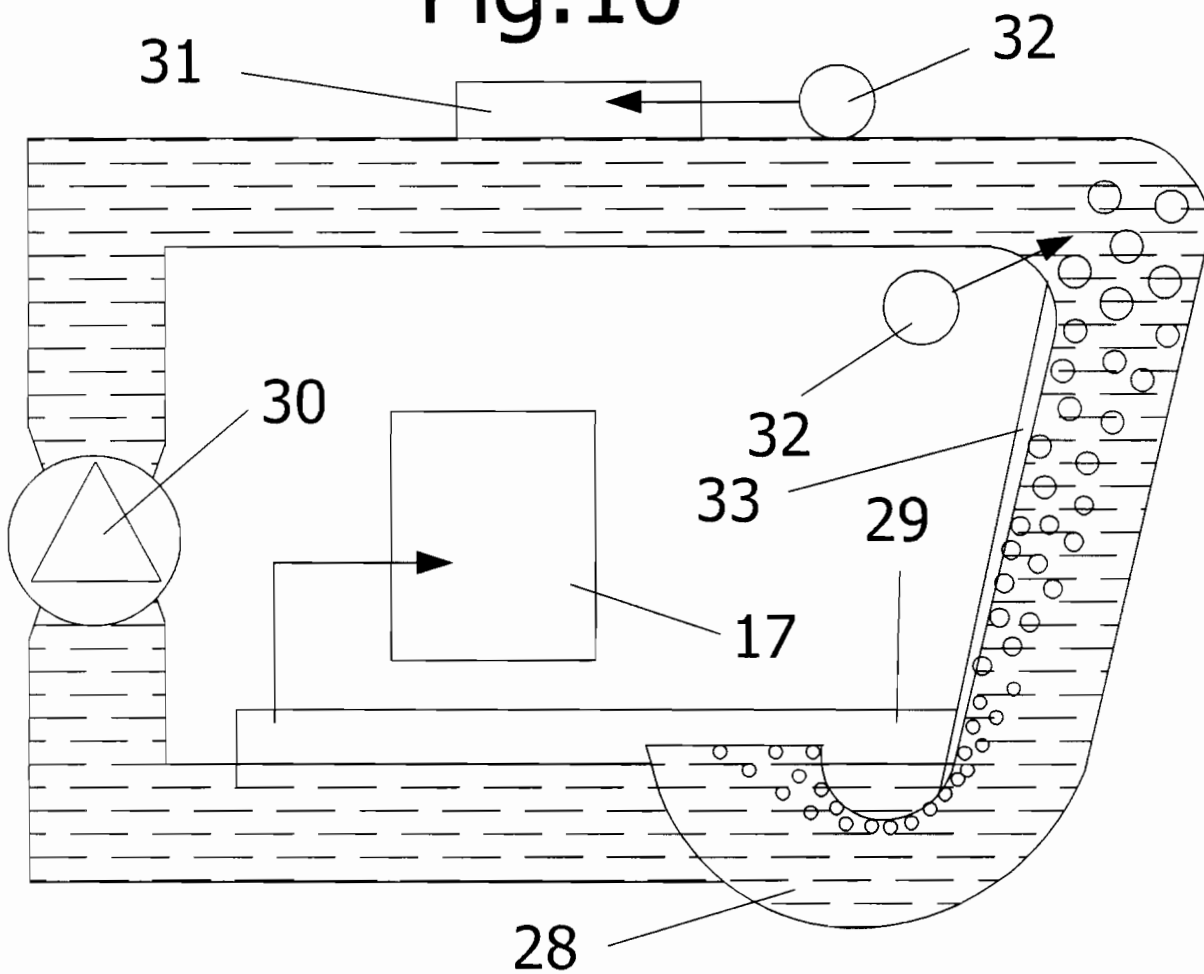
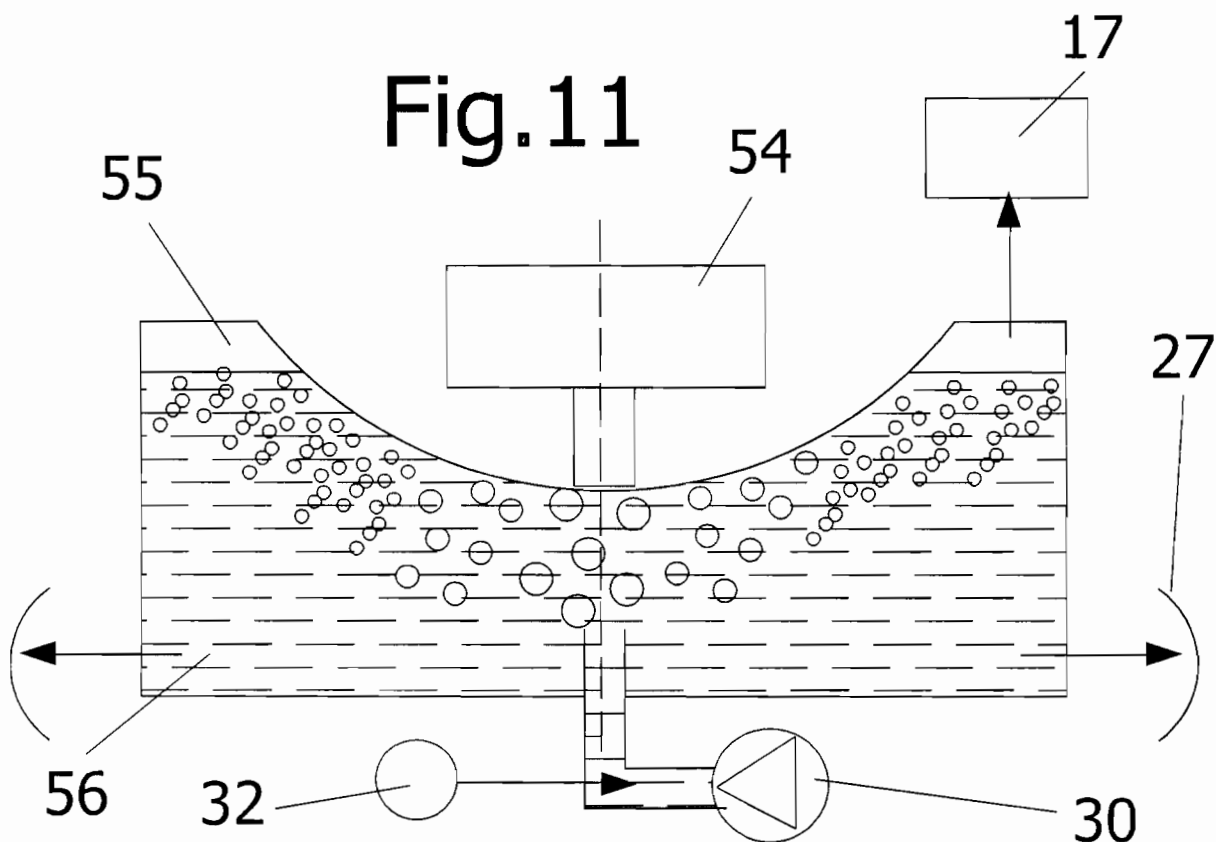
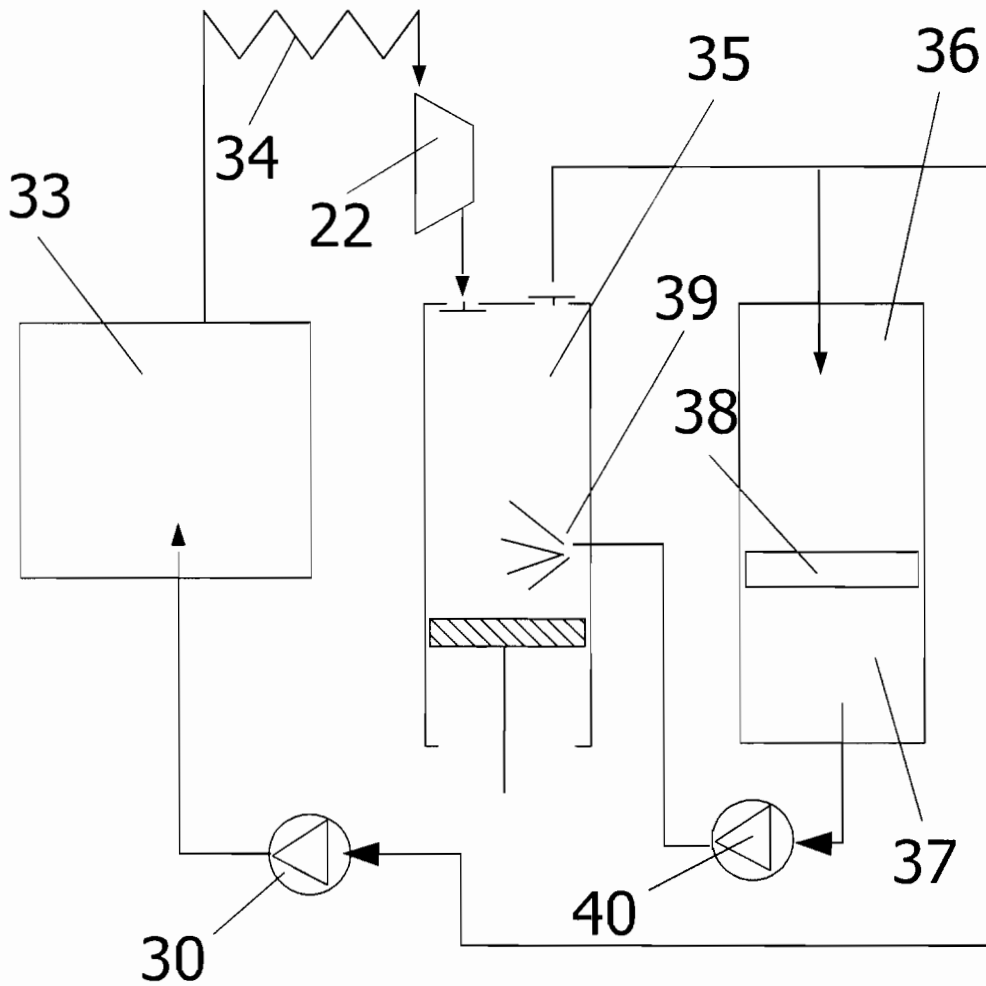


Fig.11



alor

Fig.12 A



B

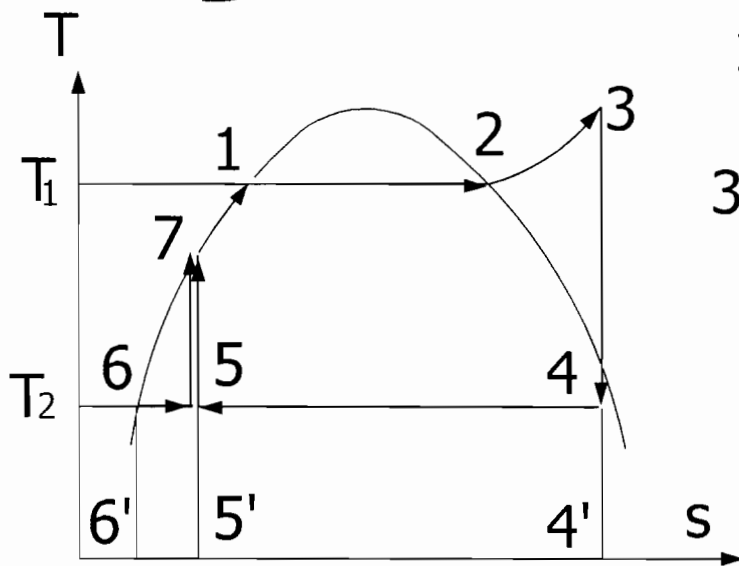
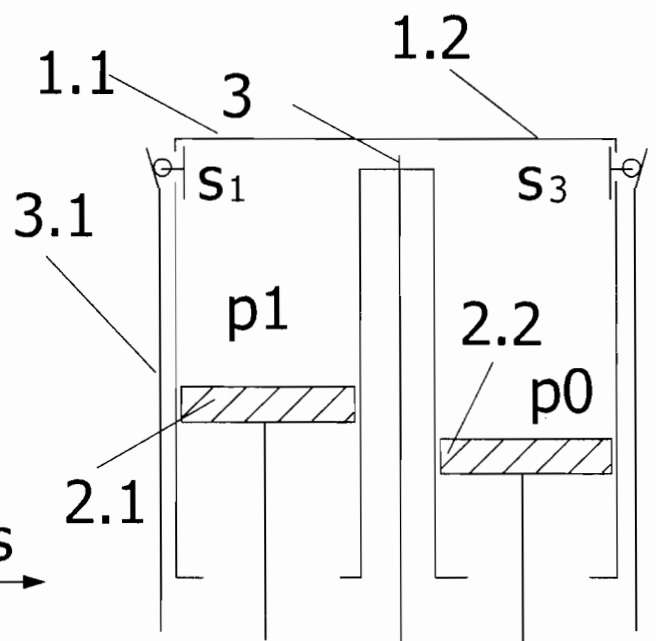


Fig.13



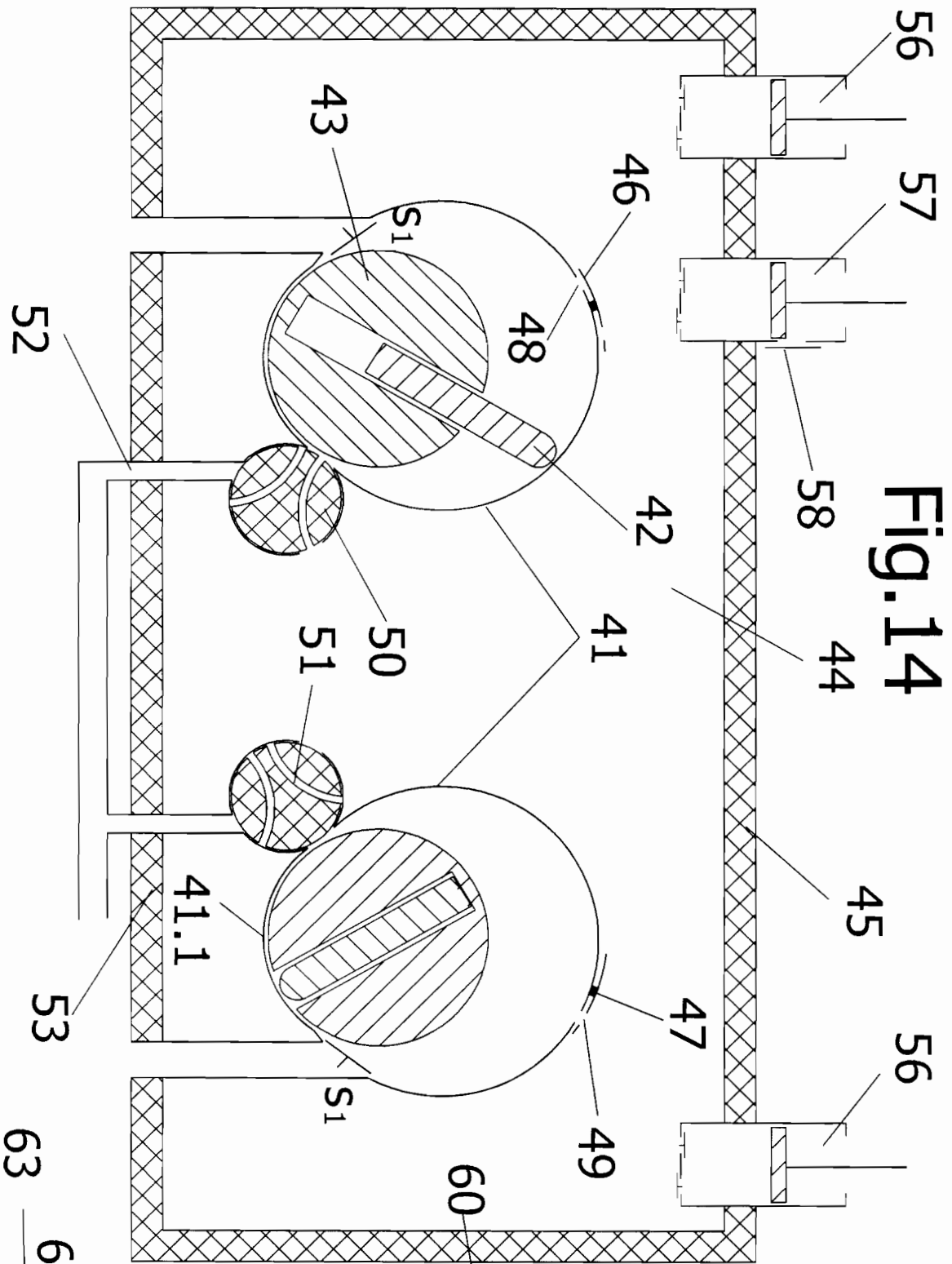


Fig.14

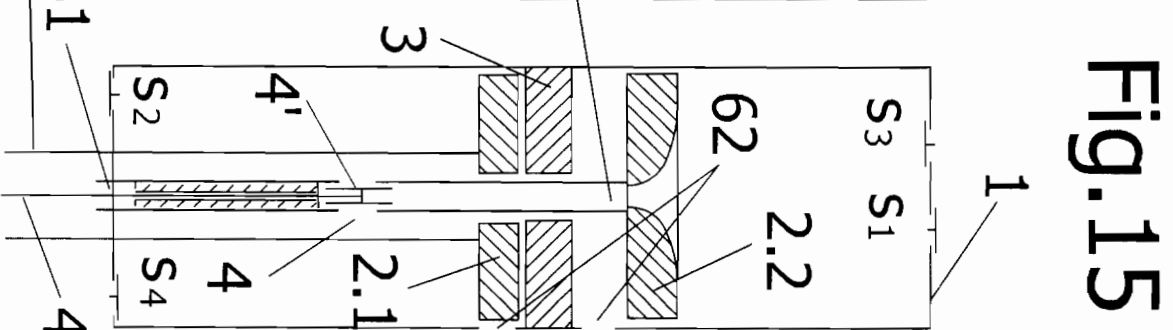


Fig.15

alwa