



(12) CERERE DE BREVET DE INVENȚIE

(21) Nr. cerere: a 2013 01045

(22) Data de depozit: 30.12.2013

(41) Data publicării cererii:  
30.06.2015 BOPI nr. 6/2015

(72) Inventatori:  
• INVENTATORI NEDECLARAȚI, \*, RO

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

(54) COMPRESOARE SEMIDINAMICE

(57) Rezumat:

Invenția se referă la un procedeu de comprimare a gazelor și vaporilor, și la un compresor semidynamic, în care sunt utilizate simultan stabilitatea și manevrabilitatea compresoarelor volumice, cu viteza de desfășurare a proceselor din dispozitivele dinamice, rezultatul cel mai important fiind obținerea unei game largi de transformări termodinamice, comprimări politropice cu un exponent politropic prestabilit, chiar unitar sau sub-unitar, care să se desfășoare cu viteză mare. Procedeu conform invenției se compune dintr-un rezervor (CC) cameră de comprimare prevăzută cu un piston solid, sau cu un lichid, în care, după admisia gazului de lucru, este introdusă, prin laminare controlată, cu ajutorul unui dispozitiv (DA) de alimentare, o anumită cantitate a aceluiași gaz, având tot timpul o presiune superioară asupra gazului din rezervor (CC) cameră de comprimare, până la atingerea presiunii dorite, după care cantitatea totală de gaz este evacuată prin supapa de refluxare, pistonul din incinta rezervorului (CC) cameră de comprimare deplasându-se numai în timpul admisiei și refluxării gazului din compresor, și în timpul desfășurării procesului de laminare, separând în permanență rezervorul (CC) cameră de comprimare cu volum variabil, de un rezervor de control în care presiunea se menține egală cu cea din rezervorul (CC) cameră de comprimare, în acest fel gazul de lucru efectuând un lucru mecanic pentru comprimarea gazului din rezervorul de control. Compresorul conform invenției se compune dintr-un rezervor (CC) cameră de comprimare și

dintr-un dispozitiv (DA) de alimentare, ce asigură crearea unei diferențe de presiune pozitive între presiunea din avalul și cea din amonte ale orificiului de laminare, ca urmare, existând o gamă largă de posibilități de construire a dispozitivelor de alimentare, particularitățile tehnice ale fiecărui tip de dispozitiv având o influență directă asupra ansamblului compresorului (CS) semidynamic.

Revendicări: 12

Figuri: 10

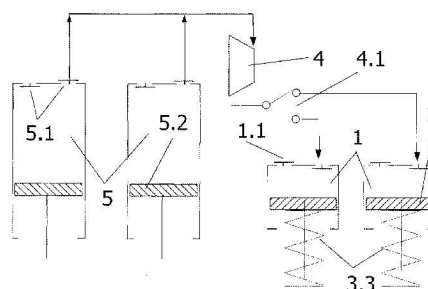


Fig. 7



## COMPRESOARE SEMIDINAMICE

Prezenta invenție descrie un procedeu original de comprimare a gazelor și vaporilor, procedeu care poate înlocui cu succes oricare din procedeele clasice de comprimare din stadiul actual al tehnicii. Ca urmare, el poate fi aplicat pentru orice gaz, pentru orice gama de temperaturi și de presiuni și pentru orice debite, dar avantajele sale sunt cel mai bine puse în evidență la comprimarea izotermică a debitelor mari de gaze. În stadiul actual al tehnicii, comprimarea gazelor și vaporilor se realizează cu o gama largă de tipuri de compresoare care, după principiul de funcționare pot fi împărțite în două categorii:

- compresoare volumice, la care comprimarea se bazează pe interacțiunea dintre gaz și unul, sau mai multe organe mobile
- compresoare dinamice, la care comprimarea se bazează pe interacțiunea gaz-gaz, o tranșă de gaz considerată ca având o anumită presiune, fiind pistonul ce acționează asupra tranșei de gaz din aval

Compresorul semidynamic este un compresor în care sunt utilizate simultan ambele tipuri de procese, combinând în acest fel, avantajele (și, uneori dezavantajele) lor: stabilitatea și manevrabilitatea compresoarelor volumice, cu viteza de desfășurare a proceselor din dispozitivele dinamice, rezultatul cel mai important fiind obținerea unei game largi de transformări termodinamice (comprimări politropice cu un exponent politropic prestabilit, chiar unitar sau subunitar) care să se desfășoare cu viteză mare. Aceasta face ca acest tip de comprimare să satisfacă în cel mai înalt grad, exigențele cerute de procesele de comprimare din industria chimică și petrolieră, din rețelele de stocare și transport a gazelor, din sistemele moderne de stocare a energiei (de exemplu CAES), din motoarele termice, pompele de căldură și instalațiile frigorifice în ale căror cicluri de funcționare se dorește și obținerea unor transformări izoterme, etc. În ceea ce privește dispozitivele care funcționează cu ciclu inversat, compresorul semidynamic poate transforma în energie mecanică energia internă a unui sistem de gaze. În consecință, utilizarea procedurii de comprimare propusă de către invenția descrisă în continuare, duce la economisirea de mari cantități de energie și la posibilitatea de valorificare superioară a resurselor energetice disponibile, cu precădere a celor regenerabile.

Ca dezavantaj, trebuie specificat prețul de cost mai mare al noului procedeu, rezultat al faptului că un compresor semidynamic cu un anumit debit este compus din cel puțin două aparate din stadiul actual al tehnicii, dimensionate corespunzător acestui debit.

Descrierea invenției se va face în legătură cu următoarele figuri:

- fig. 1: camera de comprimare CC. A: cu piston solid, B: cu piston lichid
- fig. 2: camera de comprimare controlată CCC. A: cu piston solid, B: cu piston lichid
- fig. 3: dispozitive de alimentare DA. A: cu compresor, B: cu rezervor sub presiune constantă
- fig. 4: compresor semidynamic CS cu CC cu volum fix cu DA cu compresor și turbină
- fig. 5: compresor cu piston de gaz cu comprimare semidynamică cu volum variabil CV cu coeficient politropic supraunitar
- fig. 6: schema de principiu a compresorului cu piston de gaz cu comprimare semidynamică cu volum variabil CV cu coeficient politropic subunitar
- fig. 7: compresoare semidinamice CS cu volum variabil CV
- fig. 8: compresor semidynamic CS cu control prin came CM și prin generatoare electrice liniare CL, cu recuperare de entalpie
- fig. 9: compresor izotermic cu piston lichid

Alor

- fig. 9 : CS izotermic monoterm

In toate aceste figuri am folosit urmatoarele notatii :

- 1- camera de comprimare
- 2- piston
- 3- camera de control
- 4- turbina cu sarcina variabila
- 5- compresor de alimentare
- 6- rezervor (boiler) cu presiune constanta
- N.i – elementul i al subansamblului N

Componenta principala a oricarui compresor semidinamic CS este **camera de comprimare CC**, o incinta inchisa in care are loc comprimarea dinamica (o interactiune gaz-gaz) a gazului de lucru (Fig.1). Aceasta camera poate fi un rezervor 1 in care se gaseste, la o presiune initiala  $p_0$ , gazul ce trebuie comprimat. In cele mai multe configuratii, rezervorul este bine izolat termic fata de exterior. Acest rezervor poate fi si cilindrul unui compresor din stadiul tehnicii (Fig.1A). Printr-un orificiu practicat in peretii rezervorului (un orificiu de acest fel este, in același timp, ventil de laminare), la deschiderea automata, sau comandata a unei supape 1.1, sau a unui robinet 1.2, este admis in rezervor gaz de lucru avand tot timpul o presiune superioara celei a gazului aflat in rezervor in momentul admisiei, astfel incat intre cele doua rezervoare exista in permanenta o diferenta de presiune  $\Delta p$ . Admisia gazului in rezervor se face intotdeauna printr-un proces de laminare, a carui intensitate depinde de marimea lui  $\Delta p$  si de aria sectiunii orificiului. In același timp, procesul de laminare creeaza o bariera de separare intre rezervor si sistemul din aval de orificiul de laminare si introduce un defazaj intre evolutiile parametrilor celor doua sisteme. Ca urmare, intre procesele termodinamice care au loc in cele doua medii nu exista o interactiune nemijlocita, iar parametrii de stare ai celor doua sisteme (temperatura, volum specific si chiar presiune) pot varia dupa legi diferite, in functie de valorile acestor parametrii. spre deosebire de sistemele care nu sunt separate de o astfel de bariera, in care procesul de uniformizare a presiunilor si temperaturilor este un proces extins la scara sistemului reunit. O modificare a unui parametru in unul din cele doua sisteme este resimțita aproape instantaneu in tot sistemul respectiv, dar in celalalt sistem este resimțita numai prin consecințele pe care le are asupra modificarii temperaturii, vitezei de curgere si a debitului gazului ce trece prin orificiul de laminare. De exemplu, actiunea de comprimare exercitata de un piston in aval de conducta de aspiratie nu are consecințe directe si nu se desfasoara in aceeași parametrii si in camera de comprimare, așa cum s-ar întâmpla in cazul unui orificiu cu sectiune mare, cu laminare neglijabila. Ba mai mult, ventilul de laminare poate separa doua rezervoare diferite, cu caracteristici constructive diferite: pereti din materiale diferite, grad diferit de izolare termica, mediu exterior diferit, etc.

Admisia inceteaza in momentul in care in camera de comprimare se atinge presiunea dorita  $p_r$ . Evacuarea gazului comprimat din camera de comprimare se poate face cu un piston solid 2, printr-un orificiu de evacuare (care poate fi același cu cel de admisie), sau cu un piston lichid 2.1 (Fig.1: A: cu piston solid, B: cu piston lichid), caz in care orificiul de evacuare 1.1, sau 1.2 se amplaseaza in așa fel incat sa se asigure evacuarea completa a gazului comprimat (in acest caz, rezervorul poate lua orice forma).

In unele din configuratiile pe care le vom descrie, pistonul 2, sau 2.1 este folosit numai in fazele de admisie si de evacuare a gazului din rezervor, dar in alte configuratii (Fig. 2; A: cu piston solid, B: cu piston lichid) el se va deplasa si in timpul fazei de comprimare, caz in care va efectua un lucru mecanic. In aceste cazuri, pistonul va desparti rezervorul 1 de un alt rezervor 3

abw

(**rezervor de control RC**), în care se găsește gazul de lucru, sau un alt gaz, ai carui parametrii sunt aleși în funcție de destinația instalației și a carui umplere și golire se fac prin supapele 3.1 (sau robinetii 3.2). RC asigură un control pneumatic CP al temperaturii din CC (prin controlul presiunii din această încălț). În timpul comprimării, lucrul mecanic la arbore este nul, dar energia mecanică produsă în camera de comprimare este acumulată în presiunea gazului din camera de control și este extrasă prin destinderea acestui gaz. De asemenea, pe piston poate fi aplicată o forță rezistentă suplimentară, lucrul mecanic produs fiind cules la arbore. Există și alte modalități de a controla temperatura și presiunea din CC care vor fi descrise în prezentarea altor configurații de CS (figurile 6, 7 și 8) și oricare din ele se poate folosi în oricare din configurații. Rolul principal pe care îl îndeplinește controlul deplasării pistonului 2 este ca, prin lucrul mecanic pe care îl execută forța  $F$  care se opune deplasării lui (Fig. 6) să fie micșorată partea de entalpie a agentului de lucru care se transformă în căldură. Mărimea acestui lucru mecanic și momentul în care este absorbit din sistem, care depind de tipul de control ales, influențează semnificativ evoluția temperaturii din CC.

**Compresorul semidinamic CS** se compune dintr-o **camera de comprimare CC** și un **dispozitiv de alimentare DA** care asigură satisfacerea condiției enunțate anterior : crearea unei diferențe de presiune pozitive între presiunea din avalul și cea din amonte orificiului de laminare. Ca urmare, există o gamă largă de posibilități de construire a dispozitivelor de alimentare, particularitățile tehnice ale fiecărui tip de dispozitiv având o influență directă asupra ansamblului CS și determinând regimuri diferite de funcționare, fiecare dintre ele adecvate unui anumit scop, propus încă din faza de proiectare. Vom analiza, în continuare, câteva tipuri de configurații posibile și domeniul respectiv de utilizare.

**1.1. CS CV-DD.** Compresoare semidinamice cu camera de comprimare cu volum constant și dispozitiv de alimentare cu destindere directă (Fig. 3). Dispozitivul de alimentare al acestui tip de compresor creează o presiune  $p_r$  constantă la intrarea în orificiul de laminare 1.1. La deschiderea ventilului de laminare, gazul de lucru se destinde în ventil, izentalpic și izotermic, până la presiunea din momentul respectiv din camera de comprimare CC (inițial, egală cu  $p_a$ ), comprimând gazul aflat în acest rezervor până la presiunea  $p_r$ . Energia internă a gazului din CC crește cu o valoare egală cu entalpia gazului transferat prin orificiu. Rezultatul final este asemănător celui al încălzirii unui gaz sub presiune constantă, dar nu cu producere de lucru mecanic util corespunzător acestui tip de transformare, ci cu transformarea în căldură a energiei mecanice primită de piston din exterior. În Fig.3 C am reprezentat într-o diagramă T-s, evoluția parametrilor gazului aflat inițial în CC, evoluție caracteristică unei comprimări politropice cu exponent politropic variabil (curba 2-3). În cazul particular, al unei CC inițial vidată, se transferă un volum  $V$  de gaz, mai mic decât volumul CC, a cărei energie internă crește cu o valoare  $Vp_r$ . Această situație se întâlnește în instalațiile din stadiul tehnicii la umplerea rezervoarelor. În Fig. 3 am reprezentat două variante constructive, cu două tipuri diferite de DA:

**1.1.A. CS CV-DAC** (Fig. 3A) : DA cu compresor cu piston. După ce aspiră o cantitate de gaz dintr-un rezervor (sau din atmosferă) și după ce îl comprimă până la presiunea  $p_r$  (sau gazul aspirat are deja această presiune), pistonul 5.2 al compresorului 5 împinge această cantitate prin supapa de refulare 5.1, în așa fel încât presiunea gazului din compresor să nu se mai modifice, astfel încât la intrarea în ventilul 1.1 presiunea se menține constantă. Evoluția parametrilor gazului din CC este redată prin curba 2-3 din Fig. 3C. Un proces de acest tip apare la refularea gazului comprimat în orice compresor cu piston, atunci când rezervorul de stocare a gazului comprimat nu este un rezervor cu presiune constantă: dacă în momentul refulării, volumul de stocare nu crește cu o valoare egală cu cea a gazului refulat, sau dacă din rezervor nu este extras

Calor

un volum egal de gaz, procesul de refulare se transforma în unul de comprimare a gazului din rezervorul de stocare, comprimare care poate fi politropica, sau semidinamica, ambele ducând la un consum suplimentar de energie mecanică și la creșterea temperaturii din rezervorul de stocare.

Intr-o alta varianta constructiva, în care difera doar modul în care sunt comandate supapele, presiunile inițiale din compresor și din CC sunt egale, iar supapa 5.1 se deschide chiar din momentul în care începe deplasarea pistonului 5.2, simultan cu supapa de admisie a camerei de comprimare 1. Viteza de deplasare a pistonului 5.2 este astfel calculata, încât volumul maturat de el într-un interval oarecare de timp, sa fie cel puțin egal cu volumul gazului ce parasește cilindrul în acest interval (prin aceasta condiție am impus, de fapt ca, în timpul comprimării, presiunea din compresor sa fie mai mare decât cea din camera de comprimare). Un control foarte exact al vitezei pistonului (de exemplu, printr-un sistem de came ca cel prezentat în Fig.8 și 9, sau printr-un sistem cu motoare electrice liniare, ca cel prezentat în Fig.8, curba de variație a vitezei pistonului fiind determinata analitic) permite menținerea diferenței de presiune dintre rezervorul de alimentare și camera de comprimare la o valoare cât mai mica, astfel încât pierderile ireversibile de energie mecanică cauzate de procesul de laminare (pierderi ce duc la creșterea temperaturii din camera de comprimare) sa fie cât mai reduse. Temperatura finala a gazului din CC depinde de exponentul politropic al comprimării din compresorul 5. Evoluția parametrilor gazului din CC este redată prin curba 1-2 din Fig. 3D.

**1.1.B. CS CV-DAR** (Fig. 3B) : DA cu rezervor sub presiune constanta. Procesul de comprimare începe o data cu deschiderea supapei 6.1 a unui rezervor 6 în care presiunea este menținuta la o valoare  $p_r$ . Aceasta presiune se menține și la intrarea în ventilul 1.1 al CC. Ca și în cazul anterior, gazul din CC este comprimat până la presiunea  $p_r$ , iar la sfârșitul comprimării, energia internă a gazului din CC este egala cu suma dintre energia internă a gazului aflat inițial în CC și entalpia gazului ce trece prin ventilul de laminare. În Fig.3 C am reprezentat într-o diagrama T-s, evoluția parametrilor gazului aflat inițial în CC, evoluție caracteristica unei comprimări politropice cu exponent politropic variabil, mai mare pe toata durata comprimării decât exponentul adiabatic (curba 2-3).

**1.2. CS CV-DAT** (Fig. 4A): Compresoare semidinamice cu camera de comprimare cu volum constant și dispozitiv de alimentare cu turbina. Din punct de vedere practic, tipurile de CS analizate anterior nu prezinta mult interes practic, datorita exponentului politropic mare al comprimării. Pentru reducerea acestuia, vom introduce în configurația DA analizate anterior, o turbina cu sarcina variabila 4 (Fig. 4 A), care va consuma o mare parte din entalpia gazului din rezervor pentru a produce lucru mecanic util. Pentru pastrarea stabilității turbinei, compresorul 6.2 introduce, atunci când este necesar, o suprapresiune la intrarea turbinei, în așa fel încât aceasta sa fie în permanența suficient de mare în raport cu presiunea de la ieșirea ei. Diagrama T-s din Fig. 4B prezinta evoluția parametrilor gazului din pistonul de gaz (curba 1-2-3) și pe cea a gazului din CC, pentru 3 situații distincte: curba 3-1 (o adiabata), daca gazul din CC este mai rece decât cel din rezervorul DA, dar are aceeași entropie specifică, curba 5-7, daca gazul din CC este mai rece decât în cazul anterior și curba 4-6, daca gazul din CC este mai cald decât cel din rezervorul DA, dar are o entropie specifică mai mare. În Fig. 4B, într-o diagrama T-s sunt reprezentate evoluțiile parametrilor gazului de lucru aflat inițial în camera de comprimare, pentru trei cazuri distincte. În rezervorul DA, gazul de lucru se gasește la o temperatura  $T_0$  și o presiune  $p_1$ . Un compresor, va ridica presiunea gazului până la o valoare  $p_2$  (curba 1-2), pentru a stabili regimul de funcționare al turbinei (lucrul mecanic consumat în acest scop va fi recuperat aproape integral la arborele turbinei). În turbina, gazul de lucru se destinde inițial până

la valoarea  $p_0$  a gazului aflat în momentul respectiv în CC (curba 2-3), apoi, pe măsura ce presiunea din CC crește, destinderea își micșorează amplitudinea, iar lucrul mecanic dezvoltat de turbina este din ce în ce mai mic. Dacă gazul de lucru din CC are o temperatură egală cu temperatura  $T_1$ , corespunzătoare unei destinderi adiabatică de la  $p_2$  la  $p_0$ , recomprimarea gazului în CC (curba 3-1) are ca rezultat umplerea CC cu gaz la temperatura  $T_0$  și presiunea  $p_1$  (această cantitate de gaz este egală cu cantitatea aflată inițial în CC (comprimată adiabatic de la presiunea  $p_0$  la presiunea  $p_1$ ), la care se adaugă volumul gazului ce trece prin turbina. Lucrul mecanic consumat pentru comprimare este egal cu cel consumat pentru menținerea presiunii constante în rezervorul de alimentare, la care se adaugă cel consumat de compresorul volumic pentru comprimarea suplimentară și se scade lucrul mecanic obținut la axul turbinei. În diagrama din Fig. 4B am reprezentat situația în care cele două gaze au aceeași temperatură. Acest din urmă caz este extrem de avantajos din punct de vedere practic: gazul din CC este comprimat politropic, exponentul transformării fiind în cea mai mare parte a comprimării subunitar. Prin urmare, putem obține o comprimare apropiată de cea izotermică, printr-o configurație destul de simplă, viteza de desfășurare a transformării fiind ridicată. Dispozitivul pentru obținerea acestei transformări este prezentat în Fig. 5, și față de schema de principiu descrisă anterior (Fig. 4) prezintă, în plus, un schimbător de căldură 6.4, care răcește până la temperatura inițială gazul refulat din cele două CC. După răcire (sau, înaintea ei, în aplicațiile în care acest lucru este mai avantajos), printr-un ventil cu 3 cai, o cantitate de gaz egală cu cea care a îndeplinit rolul de piston de gaz este reintrodusă în rezervorul DA, restul fiind stocat în rezervorul 6.3. În Fig. 5B este prezentată într-o diagramă T-s evoluția parametrilor gazului.

Performanțele cele mai bune ale CS se obțin dacă în locul unei CC simple se utilizează o CC controlată, la fel ca în Fig. 6 (schema de principiu), sau în Fig. 7 și 8.

**2.1.A. CS CP-DAC:** compresor semidinamic cu camera de comprimare cu control pneumatic și dispozitiv de alimentare cu compresor (Fig. 7 A). Configurația acestui compresor este asemănătoare cu cea a CS din Fig. 3A, dar CC a fost înlocuită cu o camera controlată pneumatic (un compresor cu piston cu simplu efect a fost înlocuit cu unul cu dublu efect. În momentul admisiei gazului în camera de comprimare, pistonul 2 nu staționează în punctul mort superior (peretele opus celui pe care se găsește supapa de admisie). În momentul deschiderii supapei, pistonul se găsește în punctul mort inferior, de unde înaintează spre peretele opus, o dată cu patrunderea de gaz în incintă (o dată cu creșterea presiunii). Deplasarea pistonului se face cu păstrarea în permanență a egalității presiunilor din cele două camere: cea de comprimare și cea de control. În acest fel, o parte importantă din entalpia gazului care intră în CC se transformă în lucru mecanic de comprimare politropică (în cele mai multe aplicații, o transformare cât mai apropiată de cea adiabatică este cea mai avantajoasă). În ceea ce privește compresorul de alimentare, pot fi folosite, în funcție de aplicația respectivă, ambele variante: cea cu presiune de refulare constantă urmată de o turbina cu sarcină variabilă (Fig. 7C) și cea cu presiune de refulare variabilă (Fig. 7A). Prin alegerea potrivită a modului de transformare în lucru mecanic a entalpiei gazului laminat, se obțin parametrii doriți pentru gazul din CC.

**2.1.B. CS CP-DAR :** compresor semidinamic cu camera de comprimare cu control pneumatic și dispozitiv de alimentare cu rezervor sub presiune constantă (Fig. 7B). Configurația acestui compresor este asemănătoare cu cea a CS cu camera de comprimare simplă și dispozitiv de alimentare cu rezervor sub presiune constantă (Fig. 3B). Din punct de vedere funcțional, diferențele față de varianta cu CV sunt aceleași ca și în cazul CS CP-DAC.

Albino

Parametrii gazului din rezervorul de control pot fi controlați și în mod semidinamic, prin admiterea, sau prin evacuarea, la momentul potrivit, a unei cantități de gaz suplimentare, cu parametrii controlați.

**3.1. CS CV-DAT** : compresor semidinamic cu camera de comprimare cu volum constant și dispozitiv de alimentare cu turbina (Fig. 7D). Dispozitivul de alimentare al acestui tip de compresor este un detentor, sau o turbina cu gaz cu sarcina variabilă 4, la intrarea cărora este menținută o presiune mai mare cu cel puțin  $\Delta p$  decât presiunea gazului aflat în rezervor în momentul respectiv. Aceasta diferență  $\Delta p$  se alege în așa fel încât turbina să se mențină într-un regim de funcționare stabil. De cele mai multe ori, la intrarea turbinei se menține o presiune  $p = p_r + \Delta p$ , care se obține de la ieșirea unui rezervor sub presiune constantă 6 (urmat, de regula, de un compresor rotativ, sau de unul dinamic 6.2, cu caracteristica adiabatică), de la ieșirea unui boiler, sau vaporizator 6' (în avalul cărora, de obicei se amplasează un supraîncălzitor, sau un schimbător de căldură 6.5, pentru a îndepărta punctul de funcționare de zona vaporilor umezi), sau dintr-o conductă alimentată de un cuplu de două (sau mai multe) compresoare identice (Fig. 7E), care execută alternativ, faza de refulare la presiune constantă. Diferența față de sistemele de alimentare cu destindere directă, constă în înlocuirea procesului de laminare din supapa de admisie cu un proces de destindere în interiorul unui detentor, sau al unei turbine, ceea ce permite obținerea unei diferențe de presiune minime între ieșirea sistemului de alimentare și intrarea în camera de comprimare, iar prin înlocuirea unui proces ireversibil cu unul reversibil, sunt eliminate pierderile de energie mecanică și se controlează evoluția temperaturii din camera de comprimare. Pentru compresoarele semidinamice de acest tip, sunt necesare cel puțin două camere de comprimare (comutarea poate fi făcută cu un ventil cu 3 cai 4.1, sau alt dispozitiv similar), astfel încât în timp ce în una din camere are loc comprimarea, în cealaltă camera să se desfășoare celelalte faze ale procesului. În acest fel, presiunea de la ieșirea turbinei va avea o variație în forma de "dinți de ferăstrău" între o limită minimă  $p_a$  și una maximă  $p_r$ . O altă condiție ce trebuie îndeplinită este ca volumul camerelor de comprimare să fie mult mai mare decât volumul turbinei, astfel încât volumul gazului din turbina (care se destinde în camera de comprimare în momentul comutării direcției gazului refulat, de la camera de comprimare cu presiune ridicată spre cea cu presiune redusă) să nu modifice semnificativ parametrii sistemului.

**3.2. CS CR-DAT** : compresor semidinamic cu camera de comprimare control prin resorturi elastice și dispozitiv de alimentare cu turbina (Fig. 7E). Acest tip de control al comprimării poate fi realizat cu toate tipurile de DA descrise. Fața de controlul pneumatic al comprimării, acest tip de control asigură o forță rezistentă mai mare (deci posibilitatea unei raciri mai pronunțate) și mai ușor de controlat.

**3.3. CS CML-DAA** : compresor semidinamic cu camera de comprimare cu control prin came profilate și generator electric liniar și dispozitiv de alimentare activ (Fig. 8). Un control al comprimării cu cele mai bune performanțe poate fi obținut dacă variația vitezei pistonului de control este stabilită încă din faza de proiectare, în funcție de necesitățile aplicației, curba de variație fiind apoi transpusă în configurația unei came directe, sau a intensității câmpului magnetic creat în întrefierul unui generator electric liniar (sau, prin combinarea celor două metode). DA prezentat în Fig. 8 poate fi aplicat și în cazul unor sisteme de control al comprimării mai puțin performante. Acest tip de DA transmite la intrarea în CC o entalpie la fel de mare ca și cel transmis de DA cu destindere directă, dar fluxul de gaz nu mai destinde ireversibil într-un ventil de laminare, ci se destinde izentalpic într-o turbina izotermică, sau se destinde politropic (chiar adiabatic) într-o turbina cu palete și pereți încălzii (sau într-o turbina clasică), după care trece printr-un schimbător de căldură 4.5 astfel ca temperatura lui să revină la

alberto

valoarea temperaturii inițiale (sau, chiar mai mare). În acest fel, în afara energiei obținute la arborele pistonului de control, se obține energie suplimentară și la arborele turbinei.

Așa cum se vede din diagramele T-s din Fig. 6C și D, efectul consumării energiei de mișcare a gazului de către pistonul de control, este o micșorare pronunțată a exponentului politropic al comprimării. Deci se poate obține gaz comprimat cu o temperatură mai mică decât temperatura inițială (curba 2-3, Fig. 6C), sau se poate obține gaz comprimat cu aceeași temperatură (curba 2-3 din Fig. 6D; comprimare izotermică), dacă în momentul atingerii entropiei specifice minime, gazul este comprimat adiabatic până la temperatura inițială, sau dacă comprimarea semidinamică continuă până la obținerea acestei temperaturi (curba 2-3 din Fig. 6D). În ambele cazuri, energia necesară deplasării pistonului de control provine din energia internă a gazului de lucru. Prin dispunerea succesivă a mai multor trepte de comprimare (cu menținerea limitelor de presiune între care lucrează CC, dar cu micșorarea treptată a volumului acestei camere), în primul caz (comprimare prin răcire), temperatura gazului comprimat poate fi coborâtă foarte mult, fără necesitatea existenței unei surse reci exterioare. După o astfel de răcire, gazul de lucru poate fi introdus într-un schimbător de căldură în care se încălzește până la temperatura ambiantă, după care procesul este repetat. S-a obținut în acest fel, un motor termic monoterm, care funcționează numai pe baza căldurii absorbite din sursa caldă (chiar dacă aceasta este la temperatura mediului ambiant), fără necesitatea existenței unei surse reci. În al doilea caz (comprimare izotermică), gazul comprimat obținut după prima treaptă de comprimare izentropică este introdus într-o a doua treaptă, și după o comprimare adiabatică pentru stabilizarea regimului turbinei, este comprimat izotermic într-o CC cu volum mai mic. Apoi procesul poate continua asemănător, în alte trepte de comprimare, obținând rapoarte de comprimare mari, într-un timp foarte scurt, fără necesitatea eliminării de căldură.

Aceste tipuri de procese pot fi utilizate într-o gamă largă de aplicații. Comprimarea izotermică semidinamică poate îmbunătăți considerabil performanțele oricărui tip de motor termic, pompe de căldură, sau instalații frigorifice, în al cărui ciclu există izoterme de comprimare. Instalațiile frigorifice, pot folosi vapori uscați ca gaz de lucru, pe care prin comprimare și răcire semidinamică să îl lichefieză. De asemenea, o instalație semidinamică poate fi combinată cu motoare termice cu combustie internă, sau externă, pentru recuperarea energiei din gazele reziduale, sau pentru îmbunătățirea performanțelor mașinii, dacă turbina semidinamică este introdusă în sistem imediat după terminarea arderii, sau dacă arderea se produce în interiorul (sau între treptele) unui detentor izotermic.

În Fig. 9 este prezentat un compresor izotermic cu piston lichid, utilizat de către dispozitivele de alimentare cu compresor DAC. El este compus dintr-un număr mare de tavițe orizontale, cât mai apropiate între ele, dispuse într-o incintă cilindrică (datorită existenței pistonului lichid, este admisă orice formă a secțiunii, cea aleasă aici îndeplinind condițiile unei comportări mecanice foarte bune și realizare economicoasă). Între aceste tavițe se introduce o rețea termică absorbantă. La patrunderea lichidului între tavițe se formează un număr corespunzător de compresoare 9.1 cu piston lichid, cu înălțime mică și arie mare a pistonului. Fiecare asemenea compresor este prevăzut cu o supapă de refulare 9.10 ce refulază într-un spațiu comun 9.2, care este partea inferioară (plină cu lichid) a rezervorului de stocare 9.3 sub presiune constantă. Tot ansamblul este montat într-un cilindru comun, în care se mai găsesc rezervorul de lichid 9.4 și pistonul lichid 9.5, despărțite prin pereții 9.11. Lichidul de lucru este răcit cu ajutorul unui schimbător de căldură 9.8 și a unei pompe 9.7 al cărui piston, împreună cu pistonul de antrenare al pistonului lichid sunt acționate de un dispozitiv cu came profilate 9.6.



Daca se inverseaza sensul de curgere al lichidului de lucru, instalația prezentata funcționeaza foarte bine ca detentor izotermic, reușind destinderea rapida a gazului de lucru cu diferențe foarte mici ale temperatura între intrarea și ieșirea gazului.

In Fig.10.A este prezentata schema funcționarii unui compresor semidinamic izoterm. In componența lui intra doua compresoare cu piston 1 și 1', care joaca alternativ rolul de camera de comprimare, respectiv de dispozitiv de alimentare. Legatura dintre cele doua compresoare se face prin conducta 1.4, care poate fi obturata de o placa obturatoare 1.6, prevazuta cu un orificiu de laminare 1.5. Pentru a putea pastra debitul de gaz ce trece prin supapa între limite controlabile și a-l corela cu vitezele de deplasare ale pistoanelor, în orificiu se introduce un dop poros, care reduce acest debit. De asemenea, pot fi folosite dispozitive suplimentare pentru controlul debitului. In poziția din figura, CC 1 are pistonul 2.1 în poziția III, la care a ajuns prin deplasarea din poziția IV, aspirând gaz cu presiunea  $p_1$  din atmosfera, sau dintr-un rezervor. DA 1' conține gaz la presiunea  $p_2$  și are pistonul 2 în poziția I. Acest piston se deplaseaza în poziția II și refuleaza cantitatea de gaz comprimata în ciclul anterior în rezervorul 6.3, printr-o supapa de refulare intermediara. Cantitatea de gaz ramasa în DA, dupa închiderea acestei supape, constituie pistonul de gaz. Deplasarea pistonului continua, cu deschiderea orificiului de laminare, gazul fiind refulat în CC. Tija placii obturatoare este comandata de o cama montata pe acelașii ax cu camele care comanda deplasarea celor doua pistoane. Aceasta cama ofera și posibilitatea de a varia suprafata secțiunii de trecere a gazului. In CC, gazul este comprimat, iar  $pV$  energia presiunii gazului în mișcare, provoaca deplasarea pistonului 2.1 și efectuarea unui lucru mecanic util, a carui valoare este chiar  $pV$ . In timpul fazei de comprimare, pistonul 2 se deplaseaza din poziția II în poziția IV, iar , pistonul 2.1 se deplaseaza din poziția III în poziția I, iar ventilul de laminare se închide. Pistonul 2 se deplaseaza în poziția III, aspirând o noua cantitate de gaz cu presiunea  $p_1$ , ciclul fiind reluat cu inversarea rolurilor compresoarelor. Daca pozițiile intermediare ale pistoanelor sunt calculate corect, în funcție de raportul de comprimare, de coeficientul politropic al transformărilor din compresoare, de legea de variație a forței ce se opune destinderii și daca se pastreaza în permanența egalitatea dintre energia presiunii pistonului de gaz și lucrul mecanic util, putem obține o comprimare perfect izotermica. Orice abatere de la valorile corecte duce la o creștere a temperaturii, atât a gazului comprimat, cât și a pistonului de gaz, care daca nu sunt corectate, pot duce la o funcționare defectuasa.

Compresorul semidinamic din Fig.10.B, deși este prevazut cu un singur compresor, montat direct în rezervorul 6.3, are o funcționare similara. Gazul este aspirat prin deplasarea pistonului 2 din punctul mort inferior pâna în poziția III, dupa care se deschide orificiul de laminare 1.5, care leaga CC cu rezervorul în care este montat. Dupa comprimarea gazului de lucru (deplasarea III-I a pistonului), tot conținutul CC este refulat în rezervor. Presiunea din acest rezervor este menținuta constanta, daca volumul util al rezervorului este marit (prin consum, sau prin compensare) cu un volum egal cu cel al gazului rezultat prin comprimare. In ambele configurații, lucrul mecanic consumat este egal cu suma dintre lucrul mecanic util cules la arborele mașinii și lucrul mecanic necesar comprimării (egal cu cel necesar oricarei comprimării izotermice). Diferența majora față de compresoarele din stadiul tehnicii consta în eliminarea necesității de a evacua caldura (într-o cantitate egala cu lucrul mecanic de comprimare). Acest lucru, face posibil ca, în combinație cu un detentor (similar celui din Fig.9) izotermic 9, montat în rezervorul 6.8, și legat de CS prin conducta de aspirație 1.7 și cea de refulare 1.8 (Fig.10.C), sa se realizeze o instalație frigorifica cu care incinta rezervorului sa fie racita, fara a avea nevoie de existența unei surse reci. Mai mult decât atât, daca între detentorul 9 și CS 10 (Fig.10.D) se monteaza un detentor adiabatic 4 la ieșirea din detentor și un compresor adiabatic 6.2 la intrarea

acestui, micșorând temperatura la care are loc comprimarea, se obține un motor monoterm, care absoarbe caldura din atmosfera și produce lucru mecanic util.

alors

## REVENDICARI

1. Procedeu pentru comprimarea gazelor și vaporilor, denumit în continuare comprimare semidinamica CS, caracterizat prin aceea ca se compune dintr-un rezervor (camera de comprimare CC) prevazut cu un piston solid, sau cu unul lichid, în care, dupa admisia gazului de lucru este introdusa prin laminare controlata, cu ajutorul unui dispozitiv de alimentare DA, o anumita cantitate a aceluiași gaz, având tot timpul o presiune superioara gazului din CC, pâna la atingerea presiunii dorite, dupa care cantitatea totala de gaz este evacuata prin supapa de refulare.

2. Procedeu pentru comprimarea gazelor și vaporilor conform revendicarii 1, denumit în continuare comprimare semidinamica cu volum fix CS-CV caracterizat prin aceea ca pistonul din incinta CC se deplaseaza numai în timpul admisiei și al refularii gazului din compresor.

3. Procedeu pentru comprimarea gazelor și vaporilor conform revendicarii 1, denumit în continuare comprimare semidinamica cu control pneumatic CS-CP, caracterizat prin aceea ca pistonul mobil se deplaseaza în timpul desfașurarii procesului de laminare, separând în permanența CC cu volum variabil, de un rezervor de control în care presiunea se menține egala cu cea din CC, în acest fel, gazul de lucru efectuând un lucru mecanic pentru comprimarea gazului din rezervorul de control

4. Procedeu pentru comprimarea gazelor și vaporilor conform revendicarii 3, denumit în continuare comprimare semidinamica cu control pneumatic semidynamic CS-CPS, caracterizat prin aceea ca în timpul comprimarii în rezervorul de control este introdusa sau evacuata o cantitate de gaz suplimentara

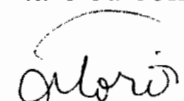
5. Procedeu pentru comprimarea gazelor și vaporilor conform revendicarii 1, denumit în continuare comprimare semidinamica cu control prin resorturi elastice CS-CR, caracterizat prin aceea ca, în timpul comprimarii, pistonul CC cu volum variabil este ținut în echilibru cu ajutorul unor resorturi elastice

6. Procedeu pentru comprimarea gazelor și vaporilor conform revendicarii 1, denumit în continuare comprimare semidinamica cu control prin generatoare electrice liniare CS-CL, caracterizat prin aceea ca, pistonul CC cu volum variabil este ținut în echilibru cu ajutorul forțelor electromagnetice generate de bobine magnetice și/sau magneți permanenți, unele amplasate pe tija pistonului, altele fixe, formând împreuna un generator electric liniar

7. Procedeu pentru comprimarea gazelor și vaporilor conform revendicarii 1, denumit în continuare comprimare semidinamica cu control prin came profilate CS-CC, caracterizat prin aceea ca, pistonul CC cu volum variabil este ținut în echilibru cu ajutorul forțelor mecanice generate de interacțiunea dintre tija pistonului și o cama profilata amplasata pe un ax ce se rotește cu viteza fixa, sau variabila

8. Procedeu pentru comprimarea gazelor și vaporilor conform revendicarii 1, denumit în continuare comprimare semidinamica cu destindere directa CS-DD, caracterizat prin aceea ca, gazul de lucru are la intrarea în orificiul de laminare, aceeași presiune tot timpul comprimarii

9. Procedeu pentru comprimarea gazelor și vaporilor conform revendicarii 1, denumit în continuare comprimare semidinamica cu dispozitiv de alimentare cu compresor



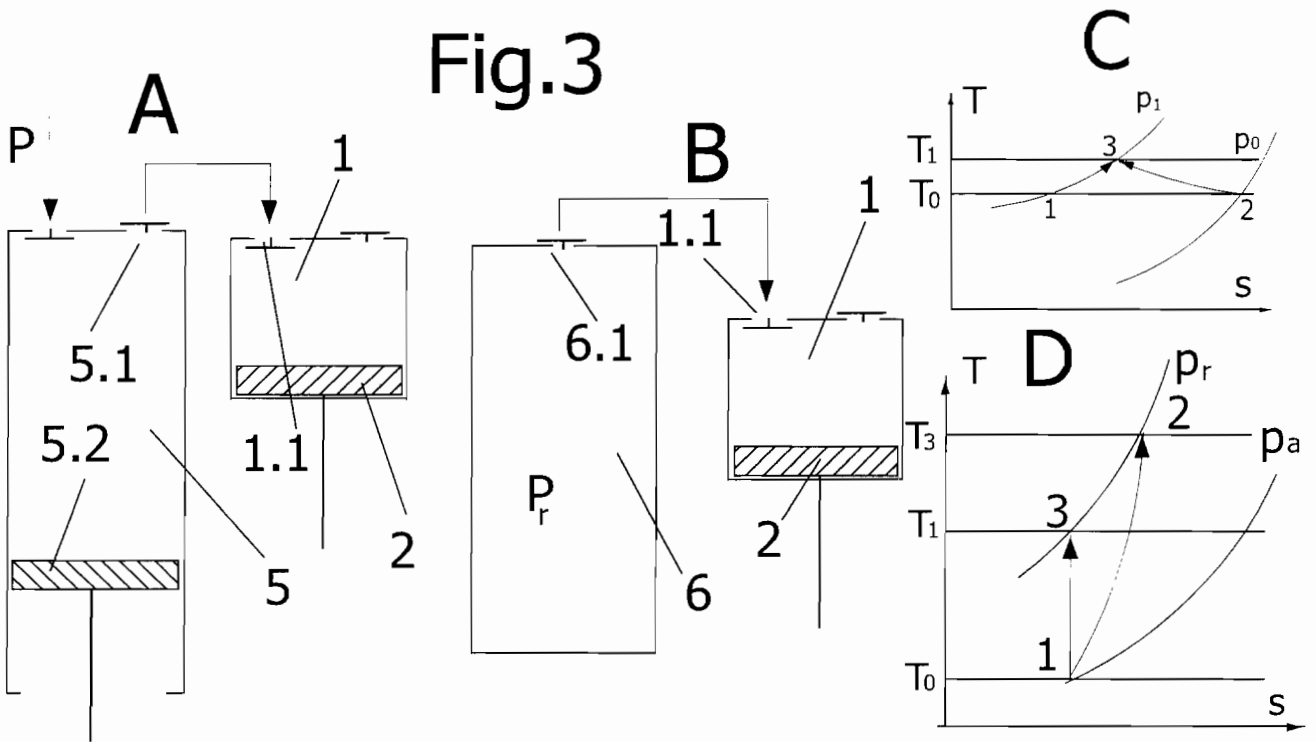
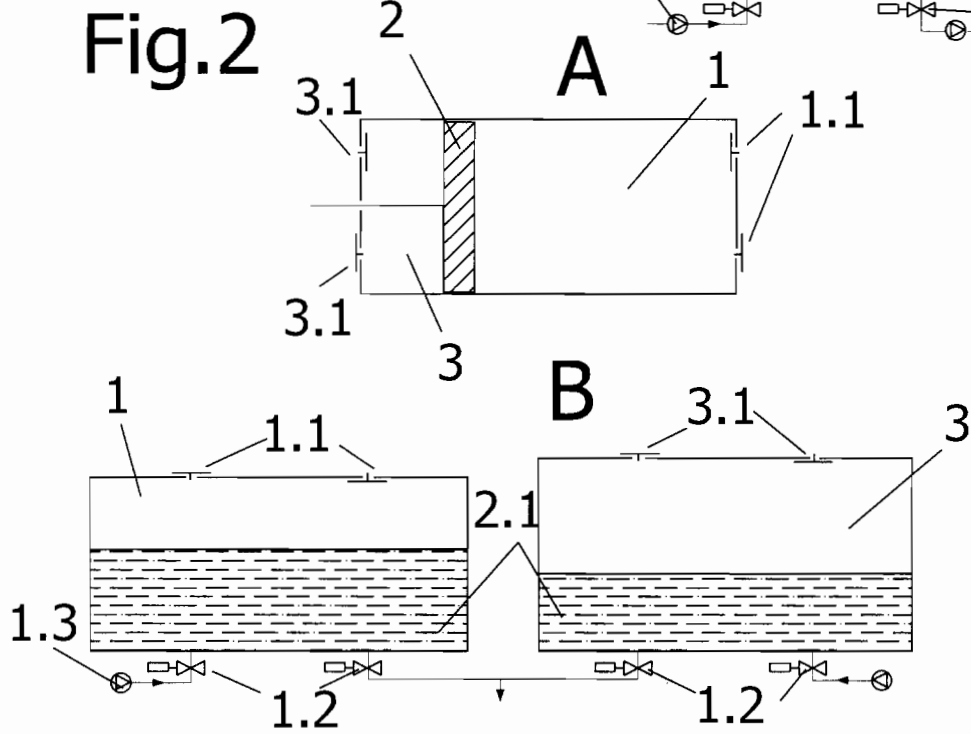
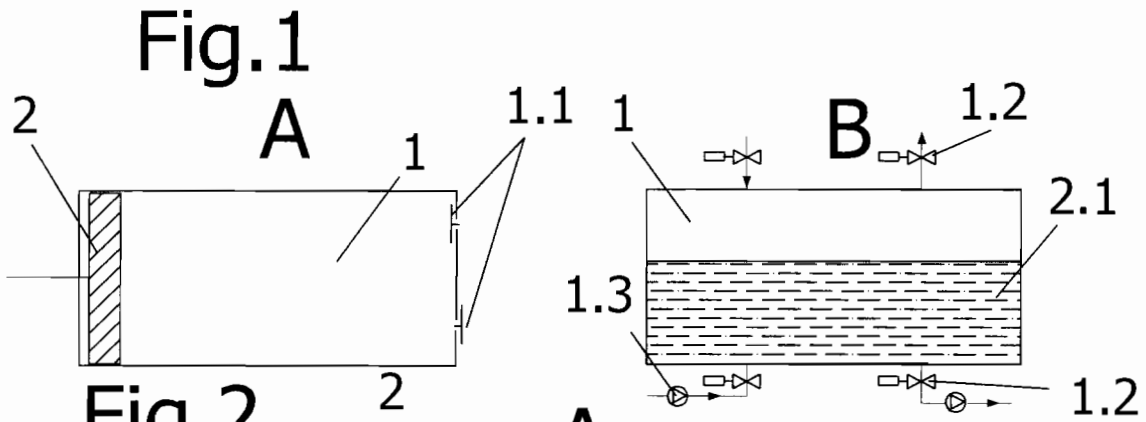
CS-DC, caracterizat prin aceea ca, presiunea de la intrarea în orificiul de laminare este generata prin deplasarea pistonului unui compresor.

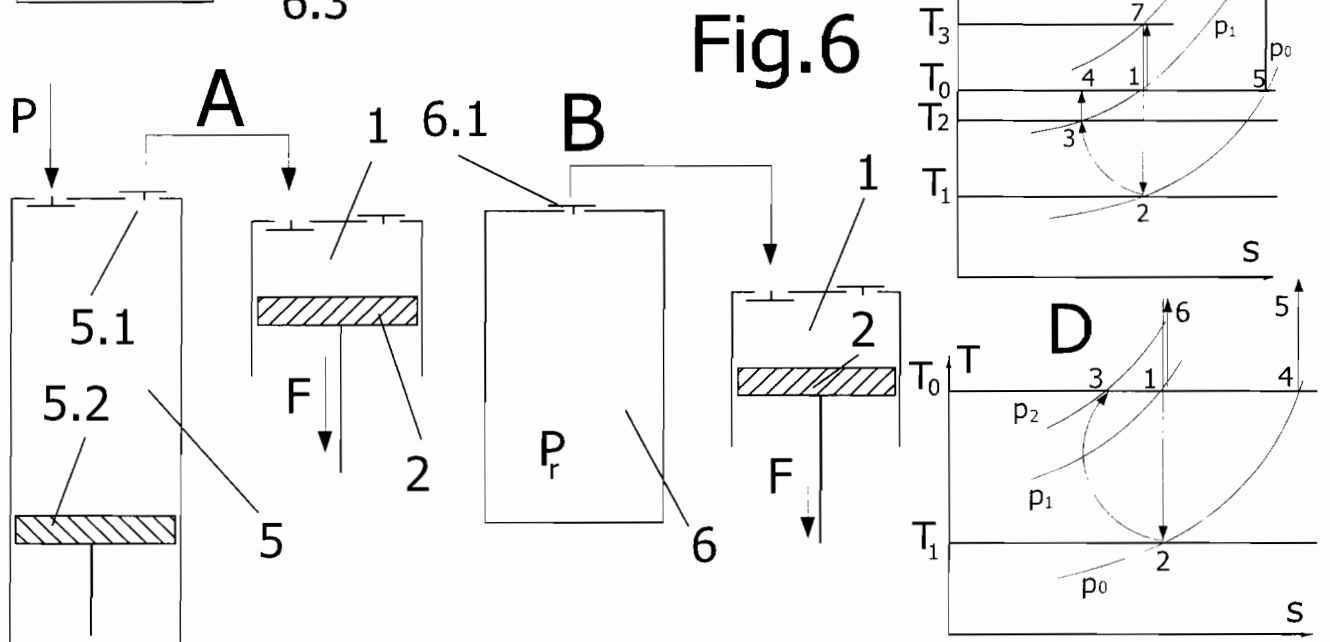
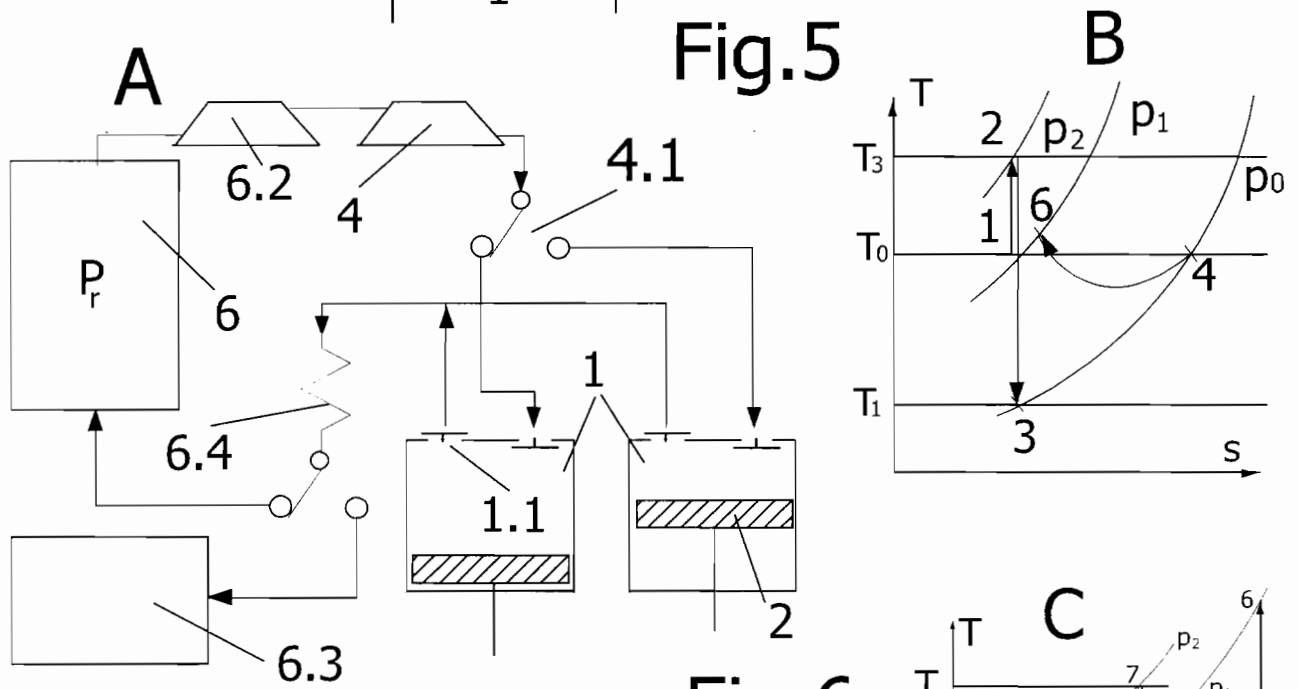
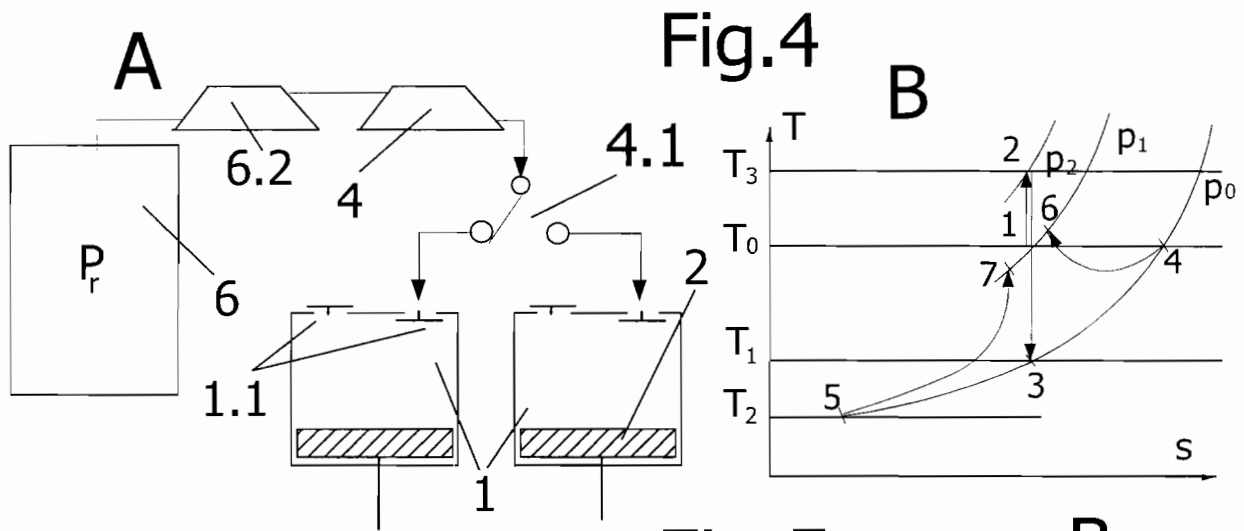
**10.** Procedeu pentru comprimarea gazelor și vaporilor conform revendicarii 1, denumit în continuare comprimare semidinamica cu dispozitiv de alimentare cu turbina CS-DAT, caracterizat prin aceea ca, presiunea de la intrarea în orificiul de laminare este generata prin destinderea într-o turbina cu sarcina variabila a gazului provenit dintr-un rezervor cu presiune constanta, dupa o supracomprimare, sau dupa o supraîncalzire

**11.** Procedeu pentru comprimarea gazelor și vaporilor conform revendicarii 1, denumit în continuare comprimare semidinamica cu dispozitiv de alimentare activ CS-DAA, caracterizat prin aceea ca, presiunea de la intrarea în orificiul de laminare este generata prin destinderea gazului de lucru într-un proces politropic în care este absorbita caldura dintr-o sursa calda

**12.** Procedeu pentru lichefierea gazelor conform revendicarii 1, caracterizat prin aceea ca, gazul de lucru este racit, atât în stare de gaz cât și în stare de vapori umezi prin comprimare semidinamica în trepte, cu controlul presiunii din CC.

atoro





# Fig.7

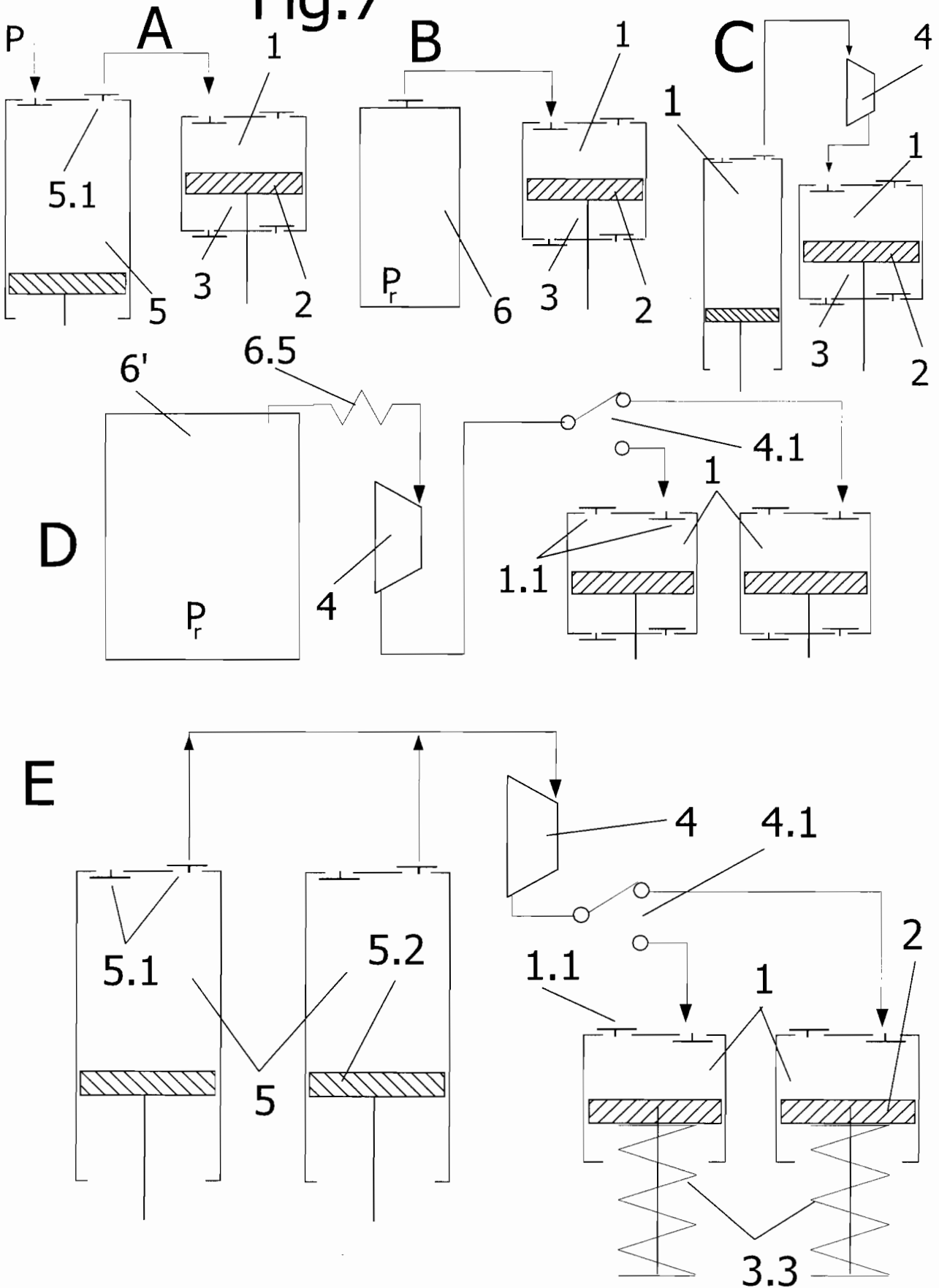
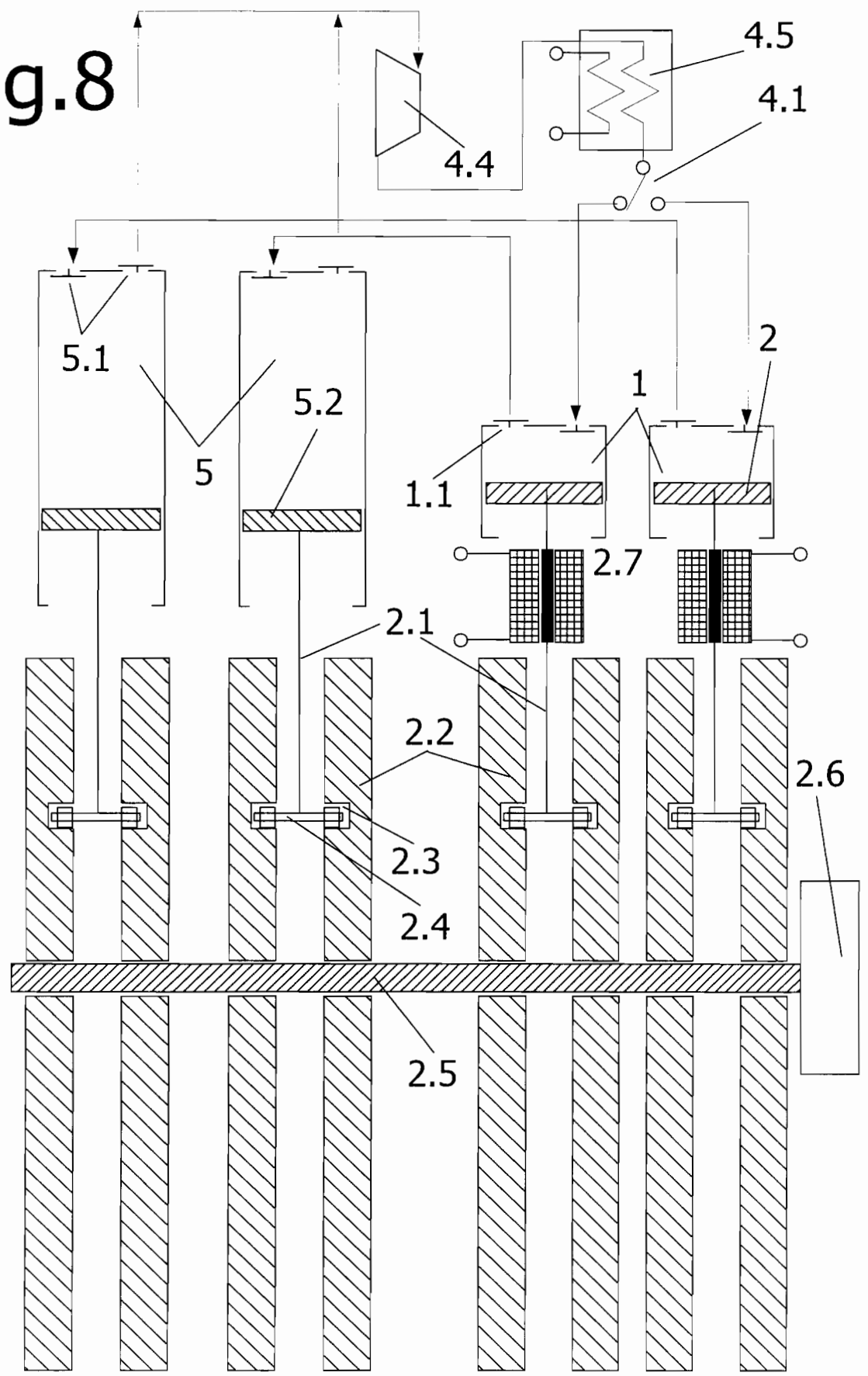


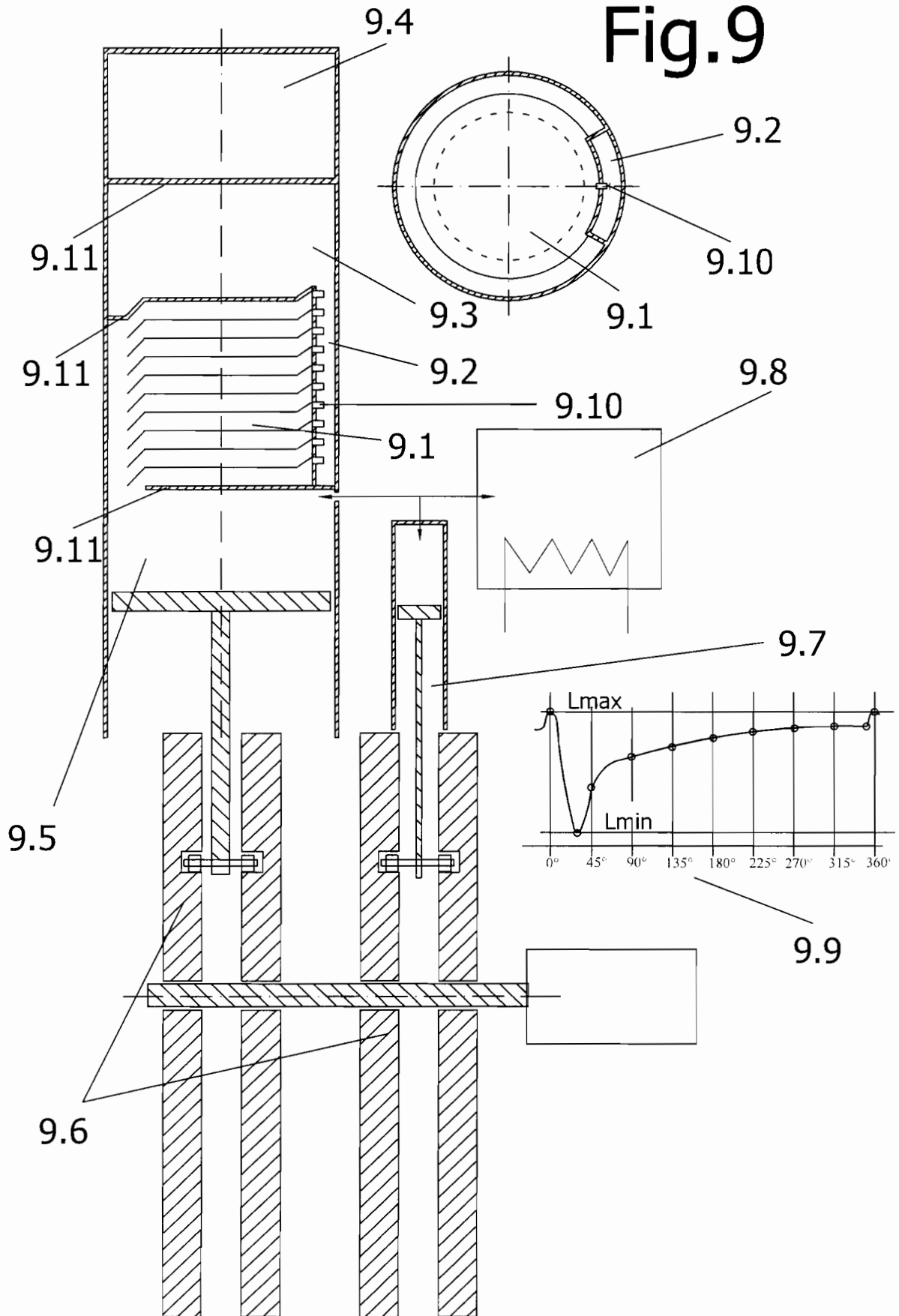
Fig.8



*alwa*



# Fig.9



# Fig.10

