

(19) **DANMARK**



(12) **FREMLÆGGELSESSKRIFT** (11) **147501 B**



DIREKTORATET FOR
PATENT- OG VAREMÆRKEVÆSENEN

(21) Patentansøgning nr.: **0350/78**

(51) Int.Cl.³: **F 02 B 37/02**
// F 01 N 5/04

(22) Indleveringsdag: **24 jan 1978**

(41) Alm. tilgængelig: **25 jul 1978**

(44) Fremlagt: **03 sep 1984**

(86) International ansøgning nr.: --

(30) Prioritet: **24 jan 1977 FR 7701937**

(71) Ansøger: **SOCIETE D'ETUDES DE MACHINES THERMIQUES S.E.M.T.; 93202 Saint-Denis, FR.**

(72) Opfinder: **Remi *Curtli; FR.**

(74) Fuldmægtig: **Ingeniørfirmaet Lehmann & Ree**

(54) **Udstødsmanifold til en trykladet forbrændingsmotor**

DK 147501 B

Den foreliggende opfindelse angår et udstødsmanifold til en forbrændingsmotor, der er trykladet ved hjælp af et trykladeapparat med en af udstødsgassen drevet turbine, hvilket manifold har et samlerør for udstødsgas, der er sammenstillet af moduler, og som er indrettet til at føde trykladeapparatets turbine med udstødsgas og i manifoldets brugsstilling er forbundet med alle cylindrene i en cylinderrække ved hjælp af forbindelsesstudse forsynet med ejektordyser, hvis strømningstværsnit ved udgangen (på manifoldsiden) er mindre end strømningstværsnittet ved indgangen (på cylindersiden).

Opfindelsen angår navnlig et udstødsmanifold til motorer med fire til ti cylindre pr. cylinderrække.

Indledningsvis er det vigtigt at definere de forskellige udstødssystemer for en forbrændingsmotor med et trykladet trin af typen med udstødsgasdrevet turbokompressor, d.v.s.:

udstødssystemer efter trykbølgeprincippet,
udstødssystemer med praktisk taget konstant tryk, og
udstødssystemer med impulskonverter.

I et udstødssystem efter trykbølgeprincippet er motoren udstyret med flere udstødsmanifold for en og samme række cylindre med flere turbineindgange. For denne trykladertype forenes et mindst muligt energitab under gassernes transport fra cylindrene til turbinen med en god skylning af cylindrene, hvilket er fordelagtigt ved alle belastninger, men især ved små belastninger, hvor det er mest nødvendigt. Til gengæld når energien frem til turbinen stødvis, og dette fører til en forholdsvis begrænset nyttevirkning for turbinen, da den er partielt fødet.

I et udstødssystem af typen med konstant tryk er motoren derimod forsynet med et enkelt manifold for mindst én række cylindre, hvilket gør det muligt at opnå en højeste ydelse ved anvendelse af udstødsgassernes energi i turbinen, men dette sker på bekostning af et væsentligt energitab under gassernes transport og ved et begrænset skylniveau, hvilket fænomen især er mærkbart og ugunstigt ved delbelastninger.

I et udstødssystem af typen med impulskonverter er motoren udstyret med flere manifold, som over ejektorer udmunder i et blandingsrør, som igen står i forbindelse med en diffusor, som er indskudt foran turbinetilgangen. Dette system gør det muligt

at få en god gastilførsel for turbinen uden for stor forringelse af cylindrenes skylning. Et sådant system er således et kompromis mellem de to andre nævnte udstødssystemer, men på bekostning af et energitab under udstødsgassernes transport. Et sådant system har imidlertid de samme bølgetilbagekastningsproblemer, som findes ved udstødssystemerne efter trykbølgeprincippet, fordi det kompromis, der skal træffes med hensyn til begrænsningen af arealet for hver ejektor, som er anbragt ved enden af hvert manifold ved turbinesiden til indbyrdes adskillelse af de forskellige manifold fører til tilbagekastede bølger, som især forstyrrer de fjernest anbragte cylindres tømning. Som følge heraf medfører dette system ved små belastninger og altså under acceleration ingen gevinst i forhold til et manifold med konstant tryk. Det skal endvidere bemærkes, at tilstedeværelsen af en indskudt diffusor kan give vanskeligheder i forbindelse med den reelt til rådighed værende plads, som man kan disponere over i et sådant udstødssystem til dets montage.

Man har søgt et forbedre gassernes strømning i et udstødsmanifold med praktisk taget konstant tryk til en tryklademotor ved frembringelse af en ejektorvirkning ved sammenløbet mellem hver forbindelsesstuds til de tilhørende cylindres topstykker og samlerøret for udstødsgassen, der er fælles for mindst én cylinderrække. Med henblik herpå er hver forbindelsesstuds udformet således, at gassernes aksialhastighed i samlerøret og gassernes hastighed i forbindelsesstudsens ved sammenløbet får praktisk taget samme retning, således som det især fremgår af beskrivelsen til USA patent nr. 3.380.246.

For endvidere ved denne løsning at begrænse ladningstabene og grænselagsafløsningen mest muligt i forbindelsesstudsene har hver studs et tværsnitsareal, som aftager kontinuerligt i gassernes strømningsretning.

Det skal imidlertid bemærkes, at denne kontinuerlige formindskelse af hver studs's tværsnitsareal i sidste instans bevirker en forholdsvis stor længde af forbindelsesstudsene.

Anvendelsen af et enkelt samlerør pr. cylinderrække medfører imidlertid, hvor det drejer sig om en stor motor, samtidigt med at der opnås en væsentlig pladsbesparelse i forhold til et flerdobbelt manifold, vanskeligheder med hensyn til manifoldets understøtning, opretningen af de forskellige rørstykker, der er for-

bundet ved hjælp af kompensationsbølge og på grund af manifoldets aksiale forskydning på grund af varmespændinger.

Der kendes ligeledes en gasudstrømningsmekanisme til trykladede motorer, nemlig fra beskrivelsen til USA patent nr.2.406.656, der har et fælles samlerør, som er forbundet med motorens cylindre ved hjælp af forbindelsesstudse.

For ifølge denne kendte teknik at regulere gasstrømningen i udstødsmanifoldet og for at skylle den længst fra turbinen beliggende cylinder er der ifølge denne kendte teknik tilvejebragt en ledning for recirkulering af en del af udstødsgassen ved den bageste åbne ende af samlerøret.

Derved fremkommer der imidlertid en meget pladskrævende konstruktion, som ikke egner sig til anbringelse mellem cylinder-rækkerne. Endvidere udgøres dette kendte udstødsmanifold af en række partier, hvis tværsnit stiger i gassens strømningsretning, og som er afsluttet ved hjælp af en indløbskasse, hvilket bevirker, at et sådant manifold bliver overordentligt dyrt.

Det er formålet med den foreliggende opfindelse at afhjælpe de i det foregående angivne ulemper ved anvisning af et udstødsmanifold med en konstruktion, som er langt simplere og mindre bekostelig, og som medfører den fordel, at der opnås en høj strømningshastighed af udstødsgassen ved udgangen fra samlerøret, samtidig med at der sikres de fordele, som er forbundet med de kendte manifold (god skylning af den længst fra turbinen værende cylinder).

Med dette formål for øje er et manifold af den indledningsvis nævnte art ifølge opfindelsen ejendommeligt ved, at samlerøret er lukket ved sin i brugsstillingen længst fra turbinen beliggende ende, og at ejektordyserne er udformet som korte dyser umiddelbart i indmundingsområdet mellem forbindelsesstudene og samlerøret, og at strømningstværsnittet af samlerøret er konstant i hele dets længde, og at forholdet mellem dets diameter og motorens cylinderboring ligger mellem 0,3 og 0,75.

Ved at ejektordyserne er udformet som korte dyser opnås der en formindskelse af risikoen for refleksion af trykstød på en sådan måde, at energitabet ved drøvling af gassen bliver meget lille. Der opnås en forbedring af ejektorvirkningen af gassen ved dennes sammenløb med manifoldet, og manifoldet er dimensionere-

ret til maksimal bibeholdelse af den kinetiske energi af den gas, som efterhånden tilføres fra hver cylinder for derved at opnå store strømningshastigheder af gassen ved dennes udløb.

5 Ifølge et yderligere for den foreliggende opfindelse karakteristisk træk er forholdet mellem strømningstværsnittet ved udgangen og strømningstværsnittet ved indgangen til hver forbindelsesstuds beliggende mellem 0,3 og 0,8, fortrinsvis mellem 0,4 og 0,5. Anvendelsen af dyser med meget kraftig tværsnitsreduktion tillader en udjævning af de trykbølger, som indføres i manifoldet efter overførsel af den kinetiske energi fra gassen, som 10 forlader hver dyse, og til den gas, som befinder sig i manifoldet.

Det er en yderligere fordel ved manifoldet ifølge opfindelsen, at der opnås en formindskelse af temperaturen af udstøds- gassen, som forlader cylindrene, og ved indgangen til turbinen 15 på ca. 30-40° i forhold til et sædvanligt manifold.

Det er endnu en yderligere fordel ved manifoldet ifølge opfindelsen, at udstødsventilernes temperatur sænkes med ca. 50-60°C i forhold til et sædvanligt manifold.

Der opnås endvidere en forbedret cylinderskylning ved små 20 belastninger og dermed en belastningsoptagningsevne, der svarer til, hvad der opnås ved manifold med impulsconvertere, og som er større end den, der opnås ved manifold med praktisk taget konstant tryk, samt med mindre risiko for koksaflejring eller til- sodning.

25 Opfindelsen vil i det følgende blive nærmere forklaret under henvisning til tegningen, hvor

fig. 1 viser i længdesnit en del af en udførelsesform for manifoldet ifølge opfindelsen med en første udførelsesform for forbindelsesstudse,

30 fig. 2 et snit langs linien II-II i fig. 1,

fig. 3 en detalje set fra siden af manifoldet ifølge fig. 1 monteret på en trykladet forbrændingsmotor,

fig. 4 delvis i snit set fra siden en sektion af et manifold med forbindelsesstudse ifølge en anden udførelsesform 35 for opfindelsen,

fig. 5 et længdesnit gennem en sektion af et manifold med forbindelsesstudse ifølge en tredje udførelsesform for opfindelsen,

40 fig. 6 det i fig. 5 viste set i retning af pilen VI til illustration af hver forbindelsesstuds' forbindelse

- med manifoldet,
- fig. 7 et snit langs linien VII-VII i fig. 5,
- fig. 8 et snit svarende til det i fig. 7 viste, men gennem
en sektion af et manifold med en forbindelsesstuds
ifølge en fjerde udførelsesform for opfindelsen,
- 5 fig. 9 skematisk et sammensat udstødsmanifold ifølge opfindelsen med en meget simpel udformning,
- fig. 10 skematisk et længdesnit gennem en anden udførelsesform for en sektion til et manifold ifølge opfindelsen,
- 10 fig. 11 en yderligere udførelsesform for en sektion til et manifold ifølge opfindelsen, set fra enden,
- fig. 12 et snit langs linien XII-XII i fig. 11,
- fig. 13 et snit langs linien XIII-XIII i fig. 12,
- fig. 14 en grafisk afbildning af forskellige kurver, der
viser forløbene for trykkene i en cylinder, trykket
i dens manifoldforbindelsesstudse, og trykladetrykket
for et manifold ifølge opfindelsen, som ikke er forsynet med en diffuser, som funktion af den pågældende
cylinders stempelstilling målt ved krumtapakslens
vinkler,
- 15 fig. 15 de samme kurver som i fig. 14, men for et udstødsmanifold, der fungerer efter trykbølgeprincippet,
- fig. 16 en grafisk fremstilling af lavtrykscyklussen for en forbrændingsmotor, der er udstyret med et udstødsmanifold ifølge opfindelsen med de i fig. 14 viste
kurveforløb,
- 25 fig. 17 en grafisk fremstilling af lavtrykscyklussen for en forbrændingsmotor med et udstødsmanifold til trykbølger og med de i fig. 15 viste kurveforløb,
- 30 fig. 18 skematisk en første udførelsesform for et forbindelsesspiralhus, set fra siden, til anbringelse ved afgang for udstødsmanifoldet ved en trykladeturbin,
- fig. 19 skematisk et tværsnit gennem dette spiralhus motneteret på turbinen,
- 35 fig. 20 en udfoldning af det i fig. 18 og 19 viste spiralhus,
- fig. 21 skematisk en anden udførelsesform for dette forbindelsesspiralhus, udformet af to sammenslyngede eller

sammenføjede halvspiraler, som er isoleret fra hinanden,

fig. 22 skematisk en udfoldning af det i fig. 21 viste spiralhus,

5 fig. 23 en anden udførelsesform for et forbindelsesspiralhus udformet af to halvspiraler, der er sammenslynget og indbyrdes forbundet,

fig. 24 skematisk en udfoldning af det i fig. 23 viste spiralhus,

10 fig. 25 skematisk et snit gennem en anden udførelsesform for forbindelsen mellem udstødsmanifoldets afgang og turbinen, og

fig. 26 skematisk et snit langs linien XXVI-XXVI i fig. 25.

I overensstemmelse med opfindelsen betragtes en forbrændingsmotor, som er indrettet med et enkelt manifold for mindst én
15 række cylindre med en tryklader af den type, der har en udstøds-gasdrevet turbokompressor.

I fig. 1-3 ses et udstødsmanifold 1 ifølge en første udførelsesform for opfindelsen bestående af flere identiske, efter
20 hinanden anbragte manifoldsektioner eller moduler 2 bortset fra den første, ikke viste sektion, der er anbragt ved den længst fra en turboblæser 3 beliggende ende af manifoldet, og som er forsynet med et lukkedæksel. Manifoldsektionerne 2, i et antal af én pr. cylinder, er anbragt aksialt flugtende og parvis
25 indbyrdes forbundet via sammenspændingsringe 5 eller via sædvanlige dilatationsbælge.

Hver manifoldsektion 2 har en hovedledning 6, der ved sin ene ende afsluttes med en forbindelsesflange 7, f.eks. ved den
30 bort fra turboblæseren 3 vendte ende. I manifoldets monterede stilling ligger hovedledningerne i forlængelse af hinanden og danner et samlerør.

Til hver manifoldsektion 2 er der fastgjort en forbindelsesstuds 8 til den tilhørende cylinders topstykke 9. Hver forbindelsesstuds 8 udgøres af en cylindrisk del 10, der er anbragt
35 koncentrisk med og uden for hovedledningen 6 ved dennes modsat forbindelsesflangen 7 værende ende. Mere præcis er denne cylindriske del 10 ved sin nærmest hovedledningen 6's forbindelsesflange 7 beliggende ende forbundet til hovedledningen 6, medens dens anden ende er frit beliggende og strækker sig en smule forbi

hovedledningens frie ende. Vinkelret på denne cylindriske del 10's akse udmunder en anden meget kort cylindrisk del 11, som på i og for sig kendt vis er forbundet med den tilhørende cylinders topstykke 9.

5 For at sikre forbindelsen mellem to manifoldsektioner 2 findes der en ringformet del 12, der udgør en ejektor, og hvis ene ende er forsynet med en flange 13, som er beregnet til at samvirke med flangen 7 på den tilstødende manifoldsektion 2 ved hjælp af en sammenspændingsring 5. Ved sin anden ende er delen
10 12 forsynet med et cylindrisk bryst 14, hvis omkredsflade er gevindskåret samt skruet ind i den frie ende af den cylindriske del 10.

Delen 12 udgør en ejektor, i hvis indre den frie ende af hovedledningen 6 er delvis indført uden at være i berøring med
15 ejektoren. Set i gassernes strømningsretning findes der således en ringformet passage 15 efterfulgt af et gennemstrømningsstykke, som er fuldt åbent ved den ringformede del 12.

Alt efter omstændighederne kan delen 12 have forskellige indre profiler, hvorved tværsnittet for ringpassagen 15, gennem
20 hvilken udstødsgasserne vil strømme, kan forøges eller formindskes. Ringpassagens indre profil tillader også at variere indfaldsvinklen for udstødsgassernes strømning i forhold til manifoldets akse, og denne vinkel kan fortrinsvis være i nærheden af 0° .

25 I fig. 4 ses en rørsektion eller et modul 2 til et manifold 1 ifølge en anden udførelsesform. I en og samme rørsektion 2 udmunder f.eks. to forbindelsesstuds 20 i form af krumme dyser med tværsnitsformindskelse og meget kort længde. I denne udførelsesform er hver forbindelsesstuds 20 fastgjort ved svejsning
30 til manifoldet og udmunder med sin ene ende mere eller mindre langt inde i sektionens hovedledning 6. Krumningen for hver dyse forløber således, at indfaldsvinklen mellem gasserne i samlerøret og gasserne for hver forbindelsesstuds bliver mindst mulig. Det skal bemærkes, at der i dette tilfælde findes
35 et fuldt gasgennemstrømningstværsnit ved sammenløbet for hver forbindelsesstuds med manifoldet.

I fig. 5-7 ses en udstødsmanifoldsektion 2 med en forbindelsesstuds 30 ifølge en tredie udførelsesform for opfindelsen.

Forbindelsesstudsene 30, der også her har form som en dyse, ligner den i forbindelse med fig. 1 viste, men i dette tilfælde er den del, der udgør en ejektor 12, direkte fastgjort til eller udformet i et med forbindelsesstudsene. Set i gassernes strømningsretning findes der omkring manifoldsektionens hovedledning 5 6 en ringpassagedel 33, som bliver smallere på den modsat dysens tilgang værende side, en ringpassagedel 31, der gradvis mindskes, og til sidst en fuld passage eller lysningsdel 32 ved forbindelsesstudsens sammenløb med manifoldet. Hver forbindelsesstuds 10 30 og hovedledning 6 er indbyrdes forbundet ikke ved svejsning, men ved gevind ved hjælp af en bæredel 34 og en skrue 35.

I fig. 8 ses skematisk fra enden en manifoldsektion 2 med en forbindelsesstuds 40 ifølge en fjerde udførelsesform, og som hovedsagelig adskiller sig fra de andre udførelsesformer 15 ved, at en passagedel 41 mellem hver forbindelsesstuds 40 og manifoldet 1 kun er delvis rundgående.

I hver af udførelsesformerne har man følgelig afpasset hver forbindelsesstuds 8, 20, 30, 40 som en dyse, hvis arealformmindskelse, som er bestemt af forholdet mellem tværsnitsarealet 20 på manifoldensiden og tværsnitsarealet på cylindresiden, er beliggende mellem 0,3 og 0,8 samt fortrinsvis mellem 0,4 og 0,5.

Med et udstødsmanifold ifølge opfindelsen kan manifoldets inderdiameter mindskes væsentligt i forhold til et manifold efter konstanttrykprincippet, og man har valgt den således, at forholdet 25 mellem manifoldets inderdiameter og cylindrenes boring er beliggende mellem 0,30 og 0,75.

Det skal også bemærkes, at i alle udførelsesformerne er længden af forbindelsesstudsene kort, hvilket tillader dels at undgå anvendelse af dilatationsbølge og dermed tillader, 30 at denne studs, som er forbundet med motorens topstykke, direkte bærer den tilhørende manifolddel. Dette lettes yderligere af, at inderdiameteren på manifoldet er blevet væsentligt formindsket.

I det følgende skal under henvisning til fig. 9-13 forklares 35 forskellige forenklede og forbedrede udførelsesformer for dette udstødsmanifold.

I fig. 9 ses et sæt bestående af to udstødsmanifold 70, som hvert er forbundet med den ene af de to rækker cylindre på en

V-forbrændingsmotor, som har mindst fire cylindre i hver række. Hvert udstødsmanifold 70 udgøres af et bestemt antal selvstændige manifoldsektioner 71, 72, 73 og 74, som er anbragt flugtende i hinandens forlængelse og er sammenføjet ved hjælp af forbindelsesdele 75, der kan være sammenspændingsringe eller dilatationsforbindelser, idet hver ende af en manifoldsektion er fastgjort til den tilsvarende ende på forbindelsesdelen 75 ved hjælp af spænderinge 76.

Den første manifoldsektion 72, der udgør den lukkede ende på manifoldet 70, er lukket ved sin ene ende 77 og er ved sin modsatte ende forbundet med den efterfølgende sektion 71 ved hjælp af en af nævnte forbindelsesdele 75. Den næstsidste sektion 73 på manifoldet 70 har en bøjet form for at tillade de to udstødsmanifold 70 indbyrdes at krydses som vist i fig. 9, og den sidste sektion 74 udgør udstødsmanifoldets afgang og er beregnet til at blive forbundet til tilgangen på en trykladerturbine.

Hver manifoldsektion 71, 72 og 73 er udformet i ét stykke ved støbning med en forbindelsesstuds 78 til den tilsvarende cylinder.

Det bemærkes, at de forskellige udstødsmanifoldsektioner 70 er i besiddelse af alle opfindelsens ejendommeligheder, og at især hver forbindelsesstuds 78 er udformet som en dyse, hvis tværsnitsarealer ved udgangen på manifoldsiden og indgangen på cylindersiden danner et forhold beliggende mellem 0,3 og 0,8 samt fortrinsvis mellem 0,4 og 0,5. Forholdet mellem inderdiametrene for udstødsmanifoldet 70 og cylinderboringen er beliggende mellem 0,30 og 0,75. Det bemærkes desuden, at udstødsgasernes tværsnitsareal i det indre af et manifold 70 er konstant og ensartet i hele manifoldets længde.

I hvert udstødsmanifold 70 ligesom i de to andre i forbindelse med fig. 10-13 omtalte udførelsesformer er den vinkel, som en manifoldsektionsakse danner med længdeaksen for en forbindelsesstuds til en cylinder, hensigtsmæssigt ved indgangen i manifoldet af størrelsesordenen ca. 30° .

To særlige udførelsesformer for udstødsmanifoldsektioner er forklaret mere detaljeret i fig. 10-13.

Manifoldsektionen 80 i fig. 10 er bestemt til en V-motor og er af praktisk taget cylindrisk form med cirkulært tværsnit og

har en hermed i ét stykke udformet, praktisk taget retliniet forbindelsesstuds 81 af kort længde. Som nævnt tidligere er vinklen, som længdeaksen 82 i manifoldsektionen 80 danner med længdeaksen 83 for forbindelsesstudsens 81 ved dennes indgang i manifoldet, ca. 30° . Hver af manifoldsektionen 80's ender har en første cirkulær flange 84, som tillader ved skrueforbindelse eller ved hjælp af en spændering at forbinde den til manifoldets tilstødende sektion, og en anden tilbagetrukket cirkulær flange 85. Linierne 86 og 87 angiver skematisk sammenløbet mellem forbindelsesstudsens 81's ende og manifoldets cylindriske sektion 80.

Fig. 11-13 viser skematisk en anden udførelsesform for en sådan manifoldsektion, der er beregnet til en rækkemotor. Manifoldsektionen 90 er af praktisk taget cylindrisk form med cirkulært tværsnit og er udformet i ét med forbindelsesstudsens 91 til den tilsvarende cylinder, for forbindelsesstudsens ender i en fastgørelsesflange 92 til topstykket. I fig. 11 og 12 ses, at forbindelsesstudsens 91 ikke er praktisk taget retliniet, som det er tilfældet i fig. 10, men at den derimod er krummet til venstre, og fig. 13 viser tværsnittets form ved enden af denne forbindelsesstuds ved dennes udmunding i manifoldsektionen 90. Som nævnt tidligere har sektionen 90 ved hver af sine ender en cirkulær flange 93, der tillader dennes forbindelse med manifoldets tilstødende sektion eller med en mellemliggende forbindelsesdel ved hjælp af en spændering.

I fig. 14 ses forskellige trykkurver begrænset til lave tryk som funktion af krumtapakselvinklerne, idet stemplets øvre dødpunkt svarer til vinklen 0° . På den grafiske afbildning er afmærket de relative tidspunkter for udstødsventilens åbning OE, indsugningsventilens åbning OA, lukningen af udstødsventilen FE og lukningen af indsugningsventilen FA.

Med kraftigt fuldt optrukket linie er vist trykket målt i cylinderen i form af kurven A, med fuldt optrukket tyndere linier er anskueliggjort udstødsgassernes tryk målt i forbindelsesstudsene ved cylindrenes afgang i form af kurven B, med stiplet linie er vist trykladetrykket målt i indsugningsmanifoldet i form af kurve C, og med stregpriklinier udstødstrykket uden ejektorvirkning ved forbindelsesstudsene i form af kurve D.

Et studium af de i fig. 14 viste kurver, hvor der ikke er anvendt en diffusor, viser, at cyklussens udstødsfase indledes efter åbningen af udstødsventilen (-240°), og en trykbølge eller et trykstød i kurve B dannes i forbindelsesstudsens til den betragtede cylinder. Denne trykbølge har en amplitude, som vokser meget hurtigt (meget stejlt i stigende front), og den når et maksimum i nærheden af stemplets nedre dødpunkt (-180°). Fra dette tidspunkt aftager bølgen med en mindre stejl bølgefront end den stigende front og bliver derpå fulgt i sit fald af kurven A for trykket, der hersker i cylinderen. Dette fald er tilstrækkeligt hurtigt til at sikre en god tømning af cylinderen.

Derpå oscillerer trykbølgen, jfr. kurve B, en smule, og den svarer da til stødene, der hersker i manifoldet, og som hidrører fra de andre cylindre. Hvad angår trykket i cylinderen, kurve A, vil dette ud fra stemplets nedre dødpunkt begynde at stige gradvis for at gå over i cyklussens ikke viste højtryksdel.

Det skal bemærkes, at trykket i forbindelsesstudsens, kurve B, mellem indsugningsventilens åbning og udstødsventilens lukning har en værdi, der er så meget lavere end trykladetrykket, kurve C, at der kan finde en korrekt skylning sted i cylinderen som antydnet ved stiplede linie i fig. 14.

Mellem udstødsventilens åbning og indtil i nærheden af cylinderens nedre dødpunkt holdes således den potentielle energi på en største værdi for cylinderens gasser under deres passage i forbindelsesstudsene, hvilket er opnået ved den kraftige arealformindskelse i nævnte forbindelsesstuds. Dette svarer i virkeligheden til at forøge begyndelsesmodtrykket i forbindelsesstudsens, hvilket er meget fordelagtigt til dels at mindske tabene ved drøvling i udstødsventilens gennemstrømningspassage og dels at mindske ventilens temperatur. På denne måde undgås omdannelsen af en del af bevægelsesenergien til varme.

Det er meget vigtigt at bemærke, at energiens bevarelse ved passage fra cylinderens til forbindelsesstudsens mellem udstødsåbningen og det nedre dødpunkt sker på et gunstigt tidspunkt i cyklussen og tillader at forbedre tømningen af cylinderen i den efterfølgende fase.

Takket være ejektorvirkningen i forbindelsesstudsens accele-

rerer derpå gasoverførslen fra forbindelsesstudsens til manifoldet ved omdannelse af trykenergien til hastighedsenergi, hvilken energi er taget fra selve trykstødet og ikke frembragt af stempelearbejdet.

5 Under henvisning på ny til fig. 14 opnås der, hvis den af forbindelsesstudsens frembragte ejektorvirkning udelades, i manifoldet en svingende kurve, såsom kurven D med kraftige trykstød D1, D2 hidrørende fra de forskellige cylindre, hvilket er absolut skadeligt for motorens egenskaber.

10 Under henvisning til fig. 15 ses der her de samme kurvetyper som i fig. 14, men for et udstødsmanifold til trykbølger. Det bemærkes, at der i denne type manifold opnås en god skylning af cylindrene som vist i det med prikker forsynede område, forudsat at trykladetrykket, kurve C, mellem indsugningsventilåbningen og udstødsventilåbningen med sikkerhed er større end tryk-

15 ket i forbindelsesstudsens repræsenteret ved kurve B.

 Det bemærkes imidlertid, at trykbølgen, kurve B, i fig. 14 for udstødsmanifoldet ifølge opfindelsen har en varighed, som er kortere end den i fig. 15 viste trykbølge, d.v.s. at der

20 opnås en hurtigere og mere fuldstændig tømning af cylindrene ved hjælp af den foreliggende opfindelse.

 Under henvisning til fig. 16 og 17 er her vist lavtryksdelen af motorcyklussen svarende til henholdsvis fig. 14 og 15, og hvor trykket i cylinderen er vist som funktion af den pågældende

25 cylinders rumfang i procent.

 En sammenligning af de to kurver 16 og 17 viser, at det negative arbejde udført af hvert stempel er mindre, hvor det drejer sig om et manifold ifølge opfindelsen (fig. 16), end hvor det drejer sig om et manifold med trykbølger (fig. 17).

30 Det negative arbejde for hvert stempel er tydeligt vist ved de med prikker forsynede flader i de to figurer.

 Et manifold ifølge opfindelsen giver således talrige fordele i forhold til de kendte manifold, og det ved ikke blot at forøge ejektorvirkningen ved drosling af gasstrømningen, men især

35 ved at anbringe denne ejektorvirkning nærmest muligt ved cylinderens afgang, medens f.eks. ejektorvirkningen i manifold efter impulsconverterprincippet er anbragt ved enden af manifoldet på turboblæsersiden.

Tilstedeværelsen af et praktisk taget konstant tryk ved manifoldets afgang kan muliggøre anvendelse af et sådant manifold i forskellige systemer, såsom de der kendes under navnet "comprex", som kræver en praktisk taget konstant tilførsel, hvilke systemer erstatter turboblæsere.

5

Hvor det drejer sig om en dobbelttrykladet motor, kan et manifold ifølge opfindelsen med fordel anvendes som højtryksturbinetrin.

10

Manifoldet ifølge opfindelsen kan anvendes til ikke-trykladede motorer for at opnå en bedre tømning og en større ydelse.

15

De forskellige typer manifold ifølge opfindelsen, som vil blive forklaret i det følgende, har især som fordele, at de kan udformes med tydeligt mindre diametre end de sædvanligt anvendte manifold med heraf følgende pladsbesparelse, at der kan opnås en gratis hastighedsenergi for gasserne, som ved udgangen af disse manifold kan omdannes til trykenergi, og at de kan opnå et tværsnit, der er praktisk taget af samme værdi som det effektive tværsnit for dysen ved indgangen til trykladeturbinen.

20

Turboblæsere til trykladede motorer er beregnet til og udformet til ved deres gastilførselsside at blive forbundet med de hidtil kendte manifold, der imidlertid har en tilgangsdiameter, som er meget større end diameteren for manifoldet ifølge den foreliggende opfindelse. For at forbinde et sådant kendt manifold med en sådan turbine er det derfor normalt nødvendigt at anvende en diffusor, hvis åbningsvinkel, for at sikre en effektiv omdannelse til tryk af den kinetiske energi for gasserne ved dens tilgang, må have en værdi på 10 til 15°, hvilket medfører en længde af størrelsesordenen 500 mm. Den nødvendige plads til anbringelse af denne diffusor vil være større end den, der sædvanligvis er til rådighed, så meget desto mere som turbinetilgangen ofte er anbragt sideværts forskudt. Indskydningen af en diffusor er derfor sædvanligvis vanskelig eller umulig.

25

30

35

Desuden er nyttevirkningen for en sådan diffusor meget lille. Gassernes hastighed ved manifoldets afgang falder kun meget lidt med motorens belastning og omdrejningshastighed i modsætning til det udnyttelige ekspansionsforhold for gasserne, således at den kinetiske energis bestanddel kan nå en betydelig værdi i

forhold til bestanddelen for trykket ved delbelastninger. Denne kinetiske energibestanddel går for en stor dels vedkommende til spilde og omdannes til varme mellem manifoldenden og et sted beliggende foran turbinens fordelerorgan. Ved det nævnte 5 sted er gassernes hastighed omtrent 3-4 gange mindre (ca. 0,1 - 0,2 Mach) end ved manifoldets afgang, og nogen mellemliggende energigenvinding finder ikke sted, fordi diffusoren og udformningen af turbinens gastilgangshus kun meget begrænset tillader omdannelse af hastigheden til trykenergi. På grund 10 af den delvise afgivelse som varme for den udnyttelige energi ved manifoldets afgang, ved passagen af diffusoren og turbinens gastilførselshus er der ikke længere nogen mulighed for termodynamisk, ved acceleration af gasserne i fordelerorganet ved dettes afgang med et strømningsareal af samme værdi som ved 15 manifoldets afgang, at opnå den hastighed, som man havde før manifoldets afgang. Det er altså fordelagtigt at fjerne sammensætningen bestående af diffusoren og gastilførselshuset med fordelerorganet af den ringe effekt for derved i sin fulde udstrækning at kunne anvende gassernes begyndelseshastigheds- 20 komponent ved manifoldets afgang.

Ifølge opfindelsen tilvejebringes der således også en forbindelse, der tillader i turbinen at lade gasserne ankomme med hastigheden bibeholdt på en største værdi til opnåelse af størst 25 mulig energi samtidig med bibeholdelse af en til rådighed værende energi, som er mindre afhængig af motorbelastningen.

Med henblik herpå har forbindelsen ved gasserne, der forlader manifoldet, et strømningstværsnit, der er konstant eller aftager gradvis indtil turbinehjulet for at tilvejebringe betingelserne, der kræves til at ramme dette hjul, d.v.s. i modsætning 30 til hvad der foregik ved en diffusor, der som nævnt var mindre gunstig.

Der bibeholdes således i den totalt til rådighed værende energi i gasserne, som forlader manifoldet, hastighedskomponenten eller den kinetiske energi for gasserne, som man havde ved manifoldets afgang, og som praktisk taget ikke afhænger af belastningen og motorens driftsforhold. 35

Ifølge opfindelsen tilvejebringes et udstødsmanifold af tidligere nævnte art, som er forbundet til en turbine i et

trykladesystem for en forbrændingsmotor, i hvilken udstødsmanifoldets afgang er forbundet direkte til turbinen via et spiralhus eller lignende, hvis gennemstrømningstværsnit for gasserne er konstant eller mindskes gradvis fra manifoldets afgang lige til turbinehjulet.

Under henvisning til fig. 18-20 vil nu en første udførelsesform for et spiralhus blive forklaret til forbindelse af afgangen for et udstødsmanifold ifølge opfindelsen med tilgangen for en aksialturbine til trykladning af en forbrændingsmotor.

I denne første udførelsesform anvender forbindelsen mellem udstødsmanifoldets afgang og en aksialturbine 50 et turbinegastilførselshus 51 uden dyse i form af et spiralhus, som er anbragt på turbinehuset, således at det dækker turbinens hjul 52, der er forsynet med skovle 53 af højden h . Dette spiralhus 51 har en sådan form, at udstødsgassernes gennemstrømningsareal mindskes gradvis på en sådan måde, at den hastighed, hvormed udstødsgasserne rammer turbinehjulet 52, er konstant langs hele dette hjuls omkreds, hvor gassernes gennemstrømningsareal er størst ved spiralhusets indgang F og nul ved spiralhusets ende F' , idet tværsnittet aftager praktisk taget lineært langs skovlbladene ved disses middeldiameter d .

I det tilfælde, hvor udstødsmanifoldets afgangens areal har en sådan værdi, at den af turbinen krævede hastighed ikke opnås, mindskes tilgangsarealet F en smule, hvilket tilgangsareal F er mindre end eller lig arealet G , som er afgangens areal for udstødsmanifoldet, og gassernes gennemstrømningsareal i spiralhuset aftager stadigt successivt praktisk taget lineært indtil arealet F' ved turbineindgangen.

I de kendte forbindelser mellem et udstødsmanifold og en aksialturbine opnås den vinkel, under hvilken gasserne rammer turbinehjulet, og ved hvilken man opnår størst nyttevirkning ved hjælp af størrelsen af hældningen af ledeskovlene ved afgang fra turbinens fordelerorgan. Ifølge den udførelsesform for opfindelsen, i hvilken forbindelsen ikke omfatter noget fordelerorgan, opnås udstødsgassernes optimale indfaldsvinkel i forhold til turbinehjulet 52 ved hjælp af den vinkel α , som dannes mellem spiralhusets ydre sidevæg og et plan parallelt med turbinehjulet 52's plan.

Til tilpasning af opfindelsen efter flere gasafgange er det nødvendigt at gå frem på en anden måde end den, der kendes til disse kendte aksialturbiner, og som ved den kendte teknik består i at ændre det effektive areal og/eller hældningen af fordeleren med hjulets profil afpasset efter hastighedstrekanten, der hersker fra foden af hjulets skovlfod og til dets ende. Ifølge den foreliggende opfindelse er denne tilpasning tilvejebragt ved modificering af diameteren $d'F$ ved spiralhuset 51's indgang og/eller ved at variere højden h for turbinehjulet 52's skovle 53.

Hvor det drejer sig om en forbrændingsmotor af V-typen, er det fordelagtigt til forbindelsen af turbinen med afgangene fra de to udstødsmanifold hørende til hver cylinderrække at anvende et spiralhus med dobbelt indgang som vist i fig. 21 og 22 eller 23 og 24, hvor hver spiralhusindgang modtager udstødsgasserne fra et manifold hørende til en cylinderrække. Som funktion af cylindrenes tændingsrækkefølge og deres antal anvendes enten to halv-spiralhuse, der er sammenslynget og isoleret fra hinanden, og som leder gas til hver sin halvdel af turbinehjulet (såfremt det drejer sig om to rækker uafhængige cylindre, hvor motoren har et tilstrækkeligt antal cylindre, såsom mindst fire cylindre pr. række med tændingen forløbende regelmæssigt), eller to sammenslyngede og indbyrdes forbundne halv-spiralhuse (i det tilfælde f.eks. hvor cylindrenes tændinger i rækkerne ikke sker regelmæssigt).

I fig. 21 ses skematisk et sådant forbindelseshus 55 udformet af to halv-spiralhuse 56, der er sammenslynget cirkulært og hver har en tilgangsport 57 anbragt diametralt over for det andet halv-spiralhus' tilgangsport og forbundet med et udstødsmanifold hørende til cylindrene i den ene af en V-motors cylinderrækker. Pilene i fig. 21 viser udstødsgassernes strømningsbane i hvert halv-spiralhus, hvor gasserne trænger ind i en tilgangsport 57 og strømmer i halv-spiralhuset 56 ind til dets diametralt modsatte ende. Fig. 22 viser skematisk udfoldningen af disse to halv-spiralhuse 56, og det ses tydeligt af fig. 21, at de er indbyrdes adskilt af en mellemvæg 65.

I det i fig. 23 viste tilfælde udgøres forbindelsesspiralhuset 58 mellem udstødsmanifoldets afgang og aksialturbinen af to halv-spiralhuse 59, der er sammenslynget cirkulært, og som

står i indbyrdes forbindelse samt hver omfatter en tilgangsport 60, der står i forbindelse med udstødsmanifoldet i en cylinder-række, og det ses på den i fig. 24 viste udfoldning, at hvert halv-spiralhus 59 er forbundet med det andet halv-spiralhus 59 ved dets diametralt modsat dets tilgangsport 60 værende ende.

Fig. 25 og 26 viser skematisk en anden udførelsesform for opfindelsen, der også er anvendelig især til forbindelsen mellem et udstødsmanifolds afgang og en aksialturbine 50 af samme type som den i fig. 19 skematisk viste. I det i fig. 25 og 26 viste tilfælde er forbindelsen mellem udstødsmanifoldet og tilgangen til turbinehjulet 52's skovle 53 tilvejebragt ved hjælp af et forbindelseshus 61 af praktisk taget keglestubform, som er monteret med sin ene ende på turbinen 50's hus dækkende turbinehjulet 52 og med sin anden ende 62 forbundet med udstødsmanifoldets afgang. Dette forbindelseshus har til formål at konstantholde eller i lille grad at formindske det til rådighed for udstødsgasserne stående effektive gennemstrømningsareal ved at bibringe gasserne ved husets afgang en forud fastlagt indfaldsvinkel til påvirkning af turbinehjulets skovle 53. Dette opnås ved hjælp af en centralt anbragt spidsbueformet kappe 63 af praktisk taget konisk form, som er anbragt i det indre af huset 61, således at den ved sin største grundflade praktisk taget dækker turbinehjulet 52's nav som vist i fig. 25 og ved hjælp af ledskovle 64, som er anbragt forløbende praktisk taget radialt mellem kappen 63 og huset 61, og som bestemmer den forud fastlagte indfaldsvinkel, som gasserne rammer hjulet 52 under. Denne vinkel α er den, som er beliggende mellem tangenten til den mod gasserne vendte side af ledeskovlene 64 ved disses gasudstrømningsendekant og et plan parallelt med turbinehjulet 52's plan, som det fremgår af fig. 26.

Ledeskovlene 64, som strækker sig tæt hen til skovlene 53 på turbinehjulet 52, kan udgå fra forskellige steder, såsom stederne a., b eller c. Disse forskellige ledeskovllængder tillader at give kappen 63 den bedst tilpassede form. Kappen 63 er fastgjort til huset 61 via ledeskovlene 64 eller er fastgjort til turbinehuset, idet ledeskovlene 64 og forbindelseshuset 61 da kan være indbyrdes fastgjorte eller ikke indbyrdes fastgjorte.

Som eksempel kan anføres, at hvor det drejer sig om en motor med 5-9 cylindre pr. række, er udstødsgassernes middelhastighed ved enden af et udstødsmanifold af størrelsesordenen 0,3 Mach ved den kendte teknik, medens den er beliggende mellem 0,3 og 0,45 Mach ved konstruktionen, der er forklaret i forbindelse med fig. 1-12, og at den er beliggende mellem 0,45 og 0,7 Mach med de konstruktioner, der er forklaret i fig. 18-26. Det forstås således, at man derved kan bevare og endog forbedre de opnåede fordele i forhold til den kendte teknik ved de i fig. 1-12 viste konstruktioner.

Det skal endelig bemærkes, at manifoldet ifølge opfindelsen er lige velegnet til firetaktsmotorer som til totaktsmotorer.

Patentkrav.

1. Udstødsmanifold til en forbrændingsmotor, der er trykladet ved hjælp af et trykladeapparat med en af udstødsgassen drevet turbine, hvilket manifold har et samlerør for udstødsgas, der er sammenstillet af moduler, og som er indrettet til at føde trykladeapparatets turbine med udstødsgas og i manifoldets brugsstilling er forbundet med alle cylindrene i en cylinderrække ved hjælp af forbindelsesstudse forsynet med ejektordyser, hvis strømningstværsnit ved udgangen (på manifoldens side) er mindre end strømningstværsnittet ved indgangen (på cylindrens side), **k e n d e t e g n e t** ved, at samlerøret (6,80,90) er lukket ved sin i brugsstillingen længst fra turbinen beliggende ende, og at ejektordyserne er udformet som korte dyser (11,20,31,41,81) umiddelbart i indmundingsområdet mellem forbindelsesstudsene (11) og samlerøret, og at strømningstværsnittet af samlerøret er konstant i hele dets længde, og at forholdet mellem dets diameter og motorens cylinderboring ligger mellem 0,3 og 0,75.

2. Manifold ifølge krav 1, **k e n d e t e g n e t** ved, at forholdet mellem strømningstværsnittet ved udgangen og strømningstværsnittet ved indgangen til hver forbindelsesstud ligger mellem 0,3 og 0,8, og fortrinsvis mellem 0,4 og 0,5.

3. Manifold ifølge krav 1 eller 2, **k e n d e t e g n e t** ved, at udgangen fra samlerøret er forbundet direkte med turbinen (50) ved hjælp af en spiralkanal (51,55,58,61), hvis strømningstværsnit er konstant eller aftagende, fortrinsvis på lineær måde, fra udgangen fra samlerøret og til turbinehjulet (52).

4. Manifold ifølge krav 3, k e n d e t e g n e t ved, at spiralkanalen udgøres af et turbinegastilførselshus af form som et spiralhus, som forløber praktisk taget over 360° , og hvis tværsnit ved indgangen er tilnærmelsesvis lig med tværsnittet ved udgangen fra samlerøret og aftager i strømningsretningen til praktisk taget værdien nul ved udgangen på en sådan måde, at hastigheden af den gas, som påvirker turbinehjulet (52), er praktisk taget konstant langs hele hjulets omkreds.

5
10
15
5. Manifold ifølge krav 4, k e n d e t e g n e t ved, at kanalen består af et turbinegastilførselshus (55,58) i form af to halv-spiralhuse (56,59), som er sammenføjet i hinandens forlængelse med dobbelt indgang (57,60), hvoraf den ene f.eks. er indrettet til at fødes med udstødsgas fra én række cylindre til en V-motor, og hvor den anden fødes fra den anden række cylindre, og hvor de to halv-spiralhuse hvert er indrettet til at føde en sektor af turbinehjulet.

20
6. Manifold ifølge krav 5, k e n d e t e g n e t ved, at de to halv-spiralhuse (59) står i forbindelse med hinanden gennem deres tilhørende udgange i det tilfælde, hvor tændingsrækkefølgen i cylindrene pr. række i V-formen er uregelmæssig.

25
7. Manifold ifølge krav 5, k e n d e t e g n e t ved, at de to halv-spiralhuse (56) er adskilt fra hinanden med en mellemvæg (65), især ved V-motorer med mindst otte cylindre, hvor tændingsrækkefølgen er regelmæssig pr. række.

30
8. Manifold ifølge krav 5, k e n d e t e g n e t ved, at kanalen består af et stort set keglestubformet forbindelseshus (61), hvis lille grundflade er forbundet med samlerøret, og hvis store grundflade har forbindelse til huset om turbinens hjul (62), idet huset (61) har en spidsbueformet kappe (63), der dækker turbinehjulets nav, og ledeskovle (64), der er anbragt tilnærmelsesvis radialt mellem kappen (63) og huset (61), således at udstødsgasserne ledes mod turbinehjulets (52) skovlblade (53) under en forud fastlagt indfaldsvinkel.

Fremdragne publikationer:

DK patent nr. 144432
FR patent nr. 662165
SE fremlæggeskrift nr. 352135
US patent nr. 2406656, 3380246.

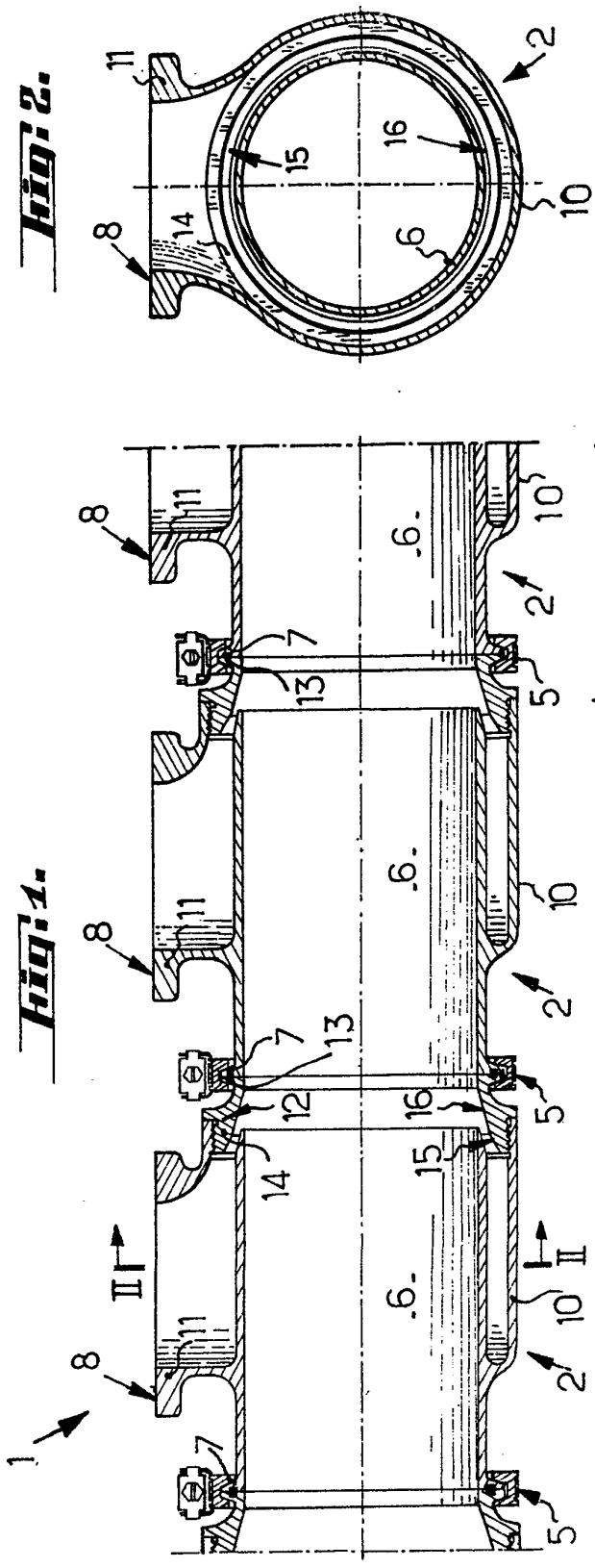


Fig. 1.

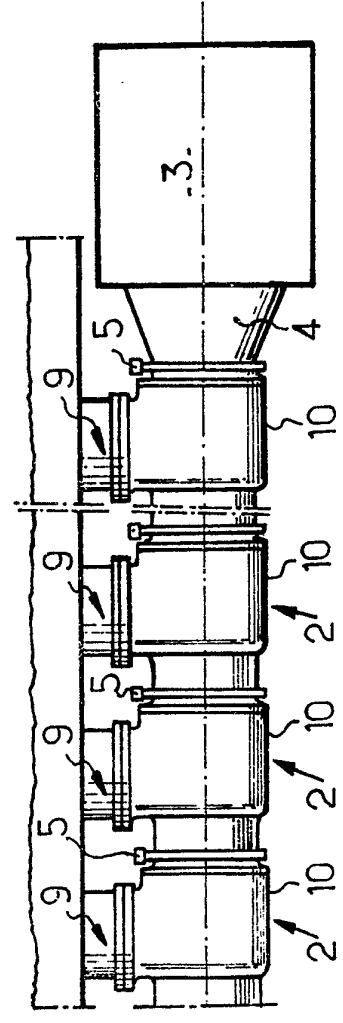


Fig. 2.

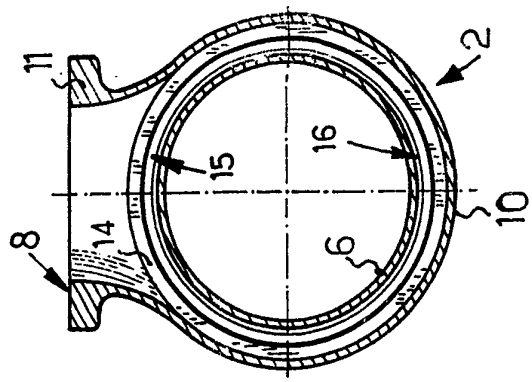


Fig. 3.

Fig. 4.

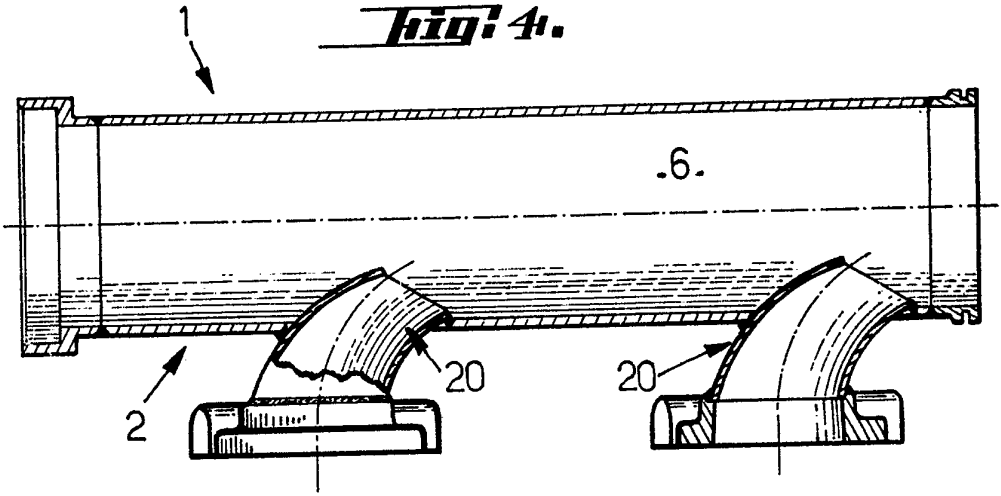


Fig. 5.

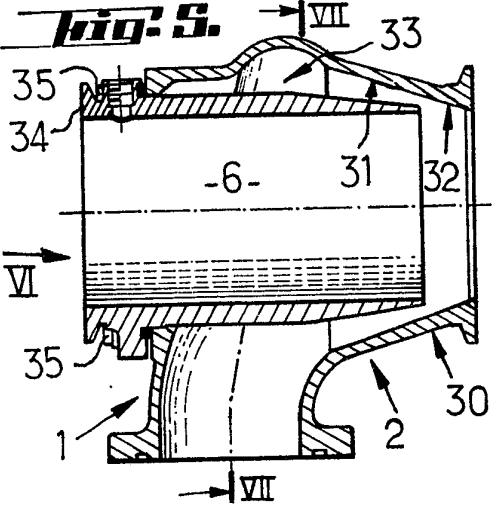


Fig. 6.

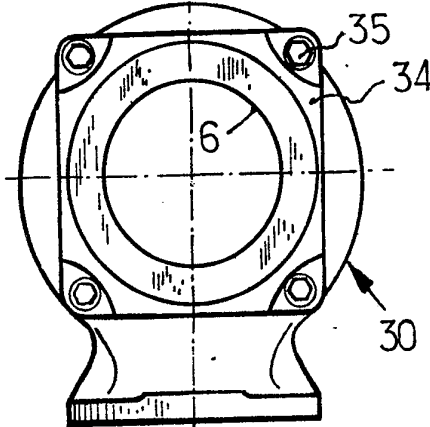


Fig. 7.

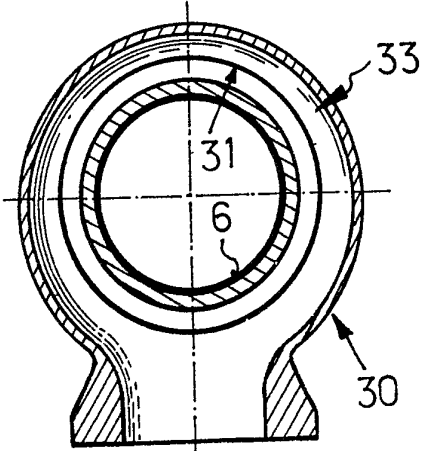
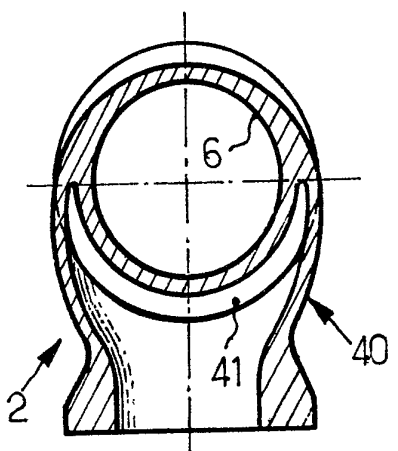


Fig. 8.



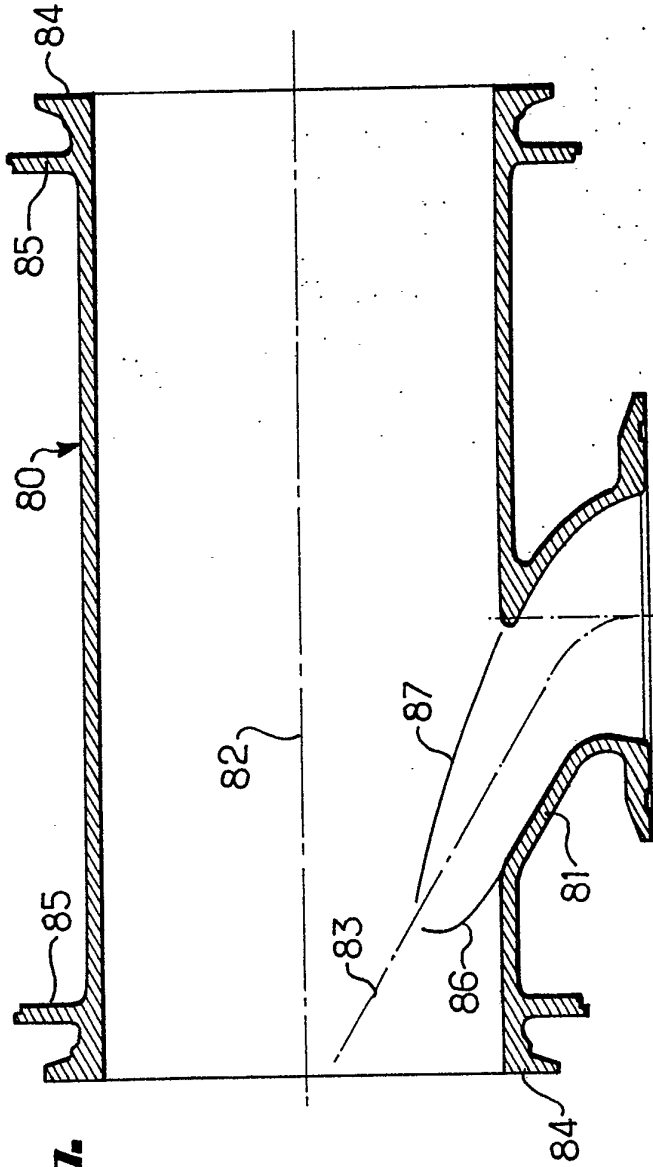
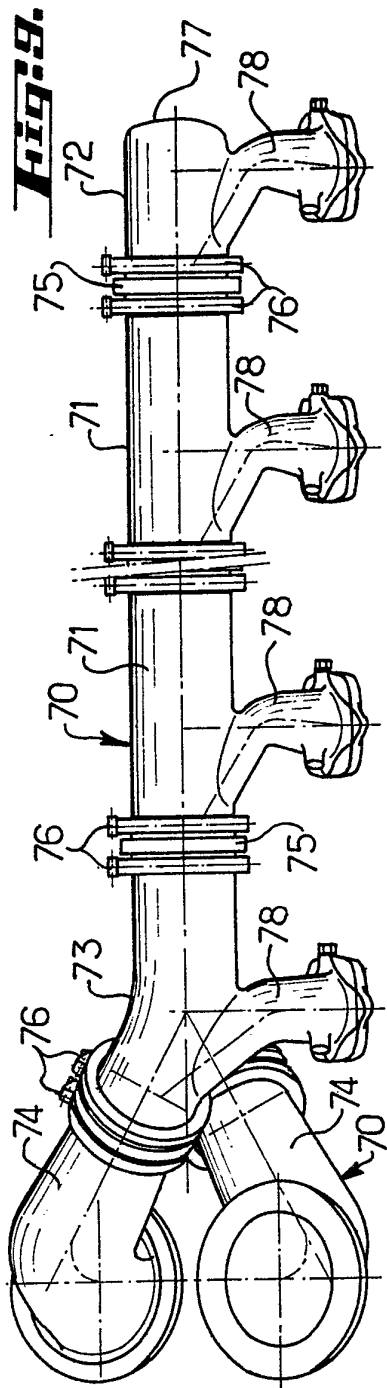


Fig. 11.

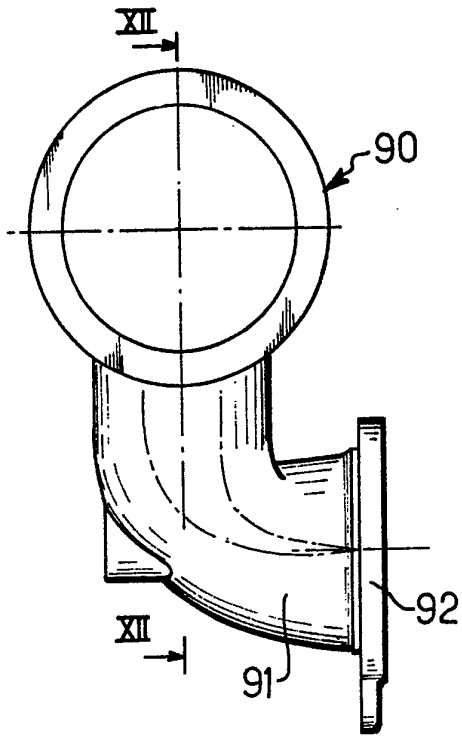


Fig. 13.

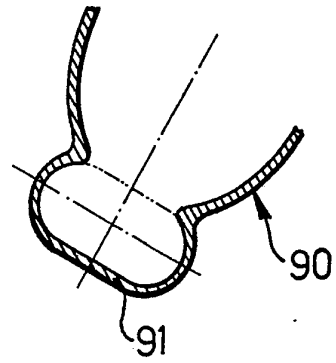


Fig. 12.

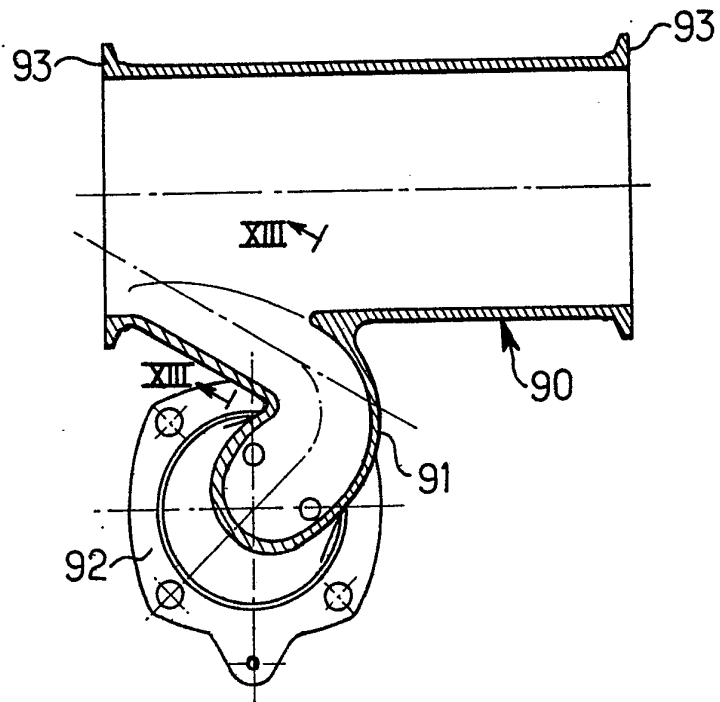


Fig. 14.

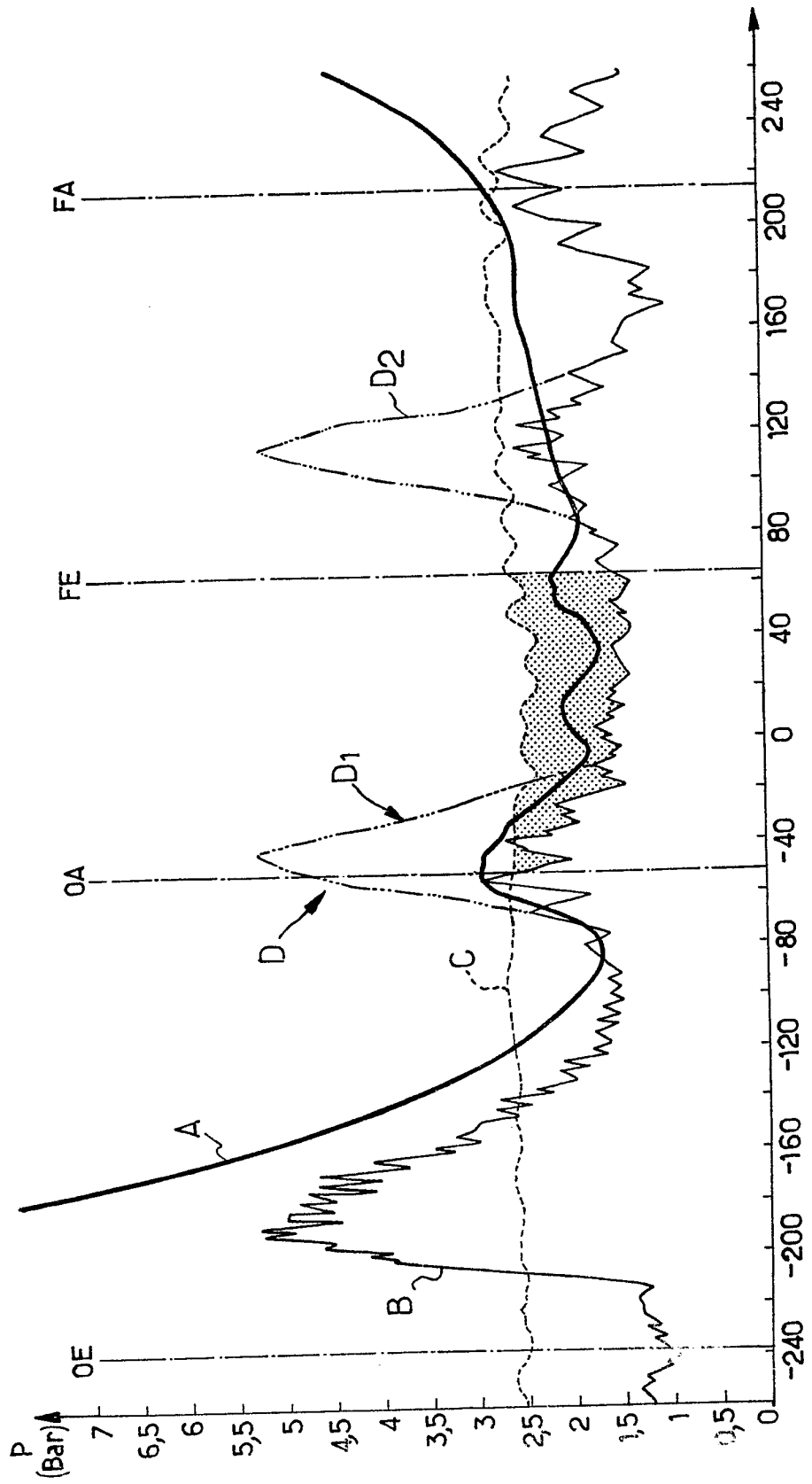


Fig. 15.

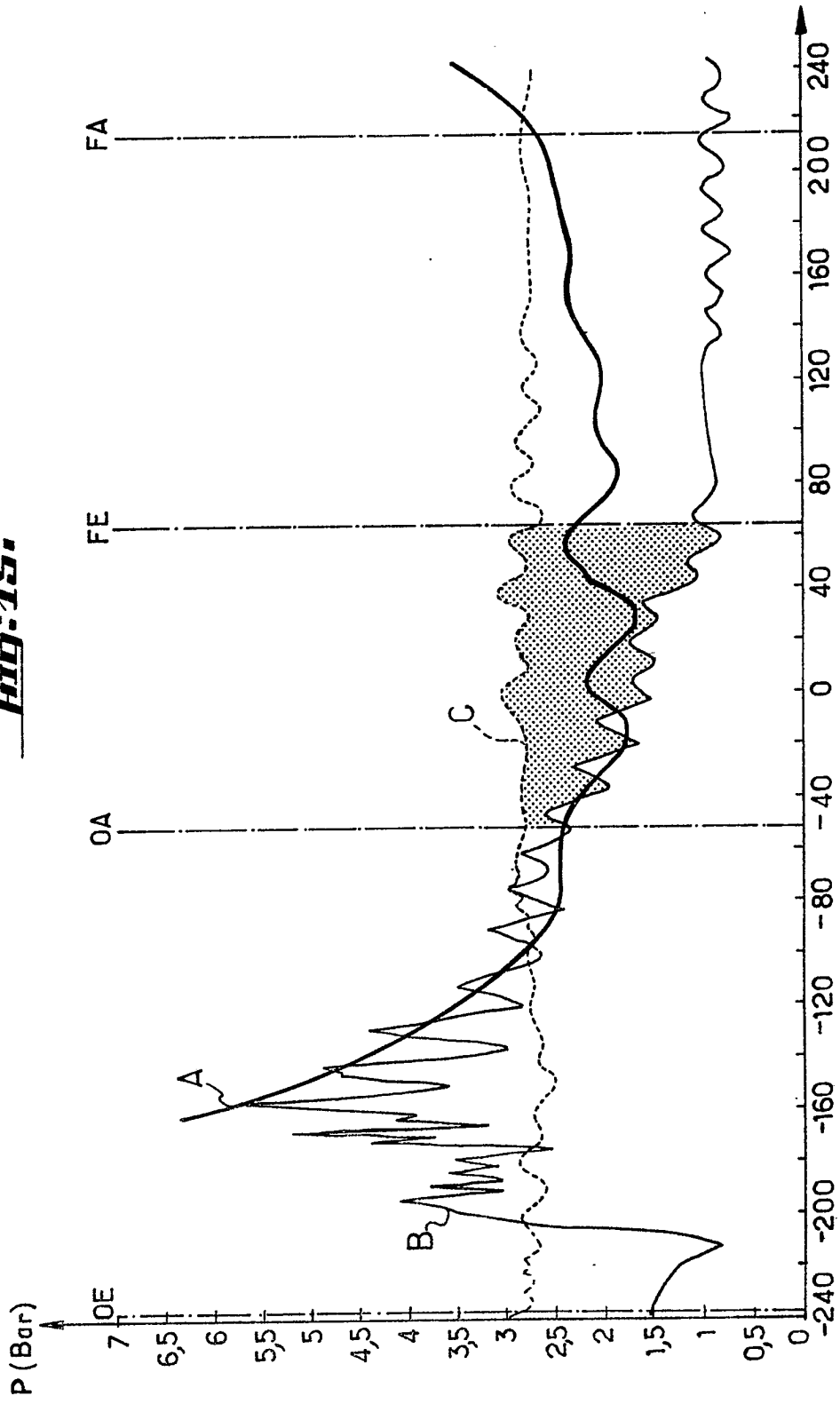
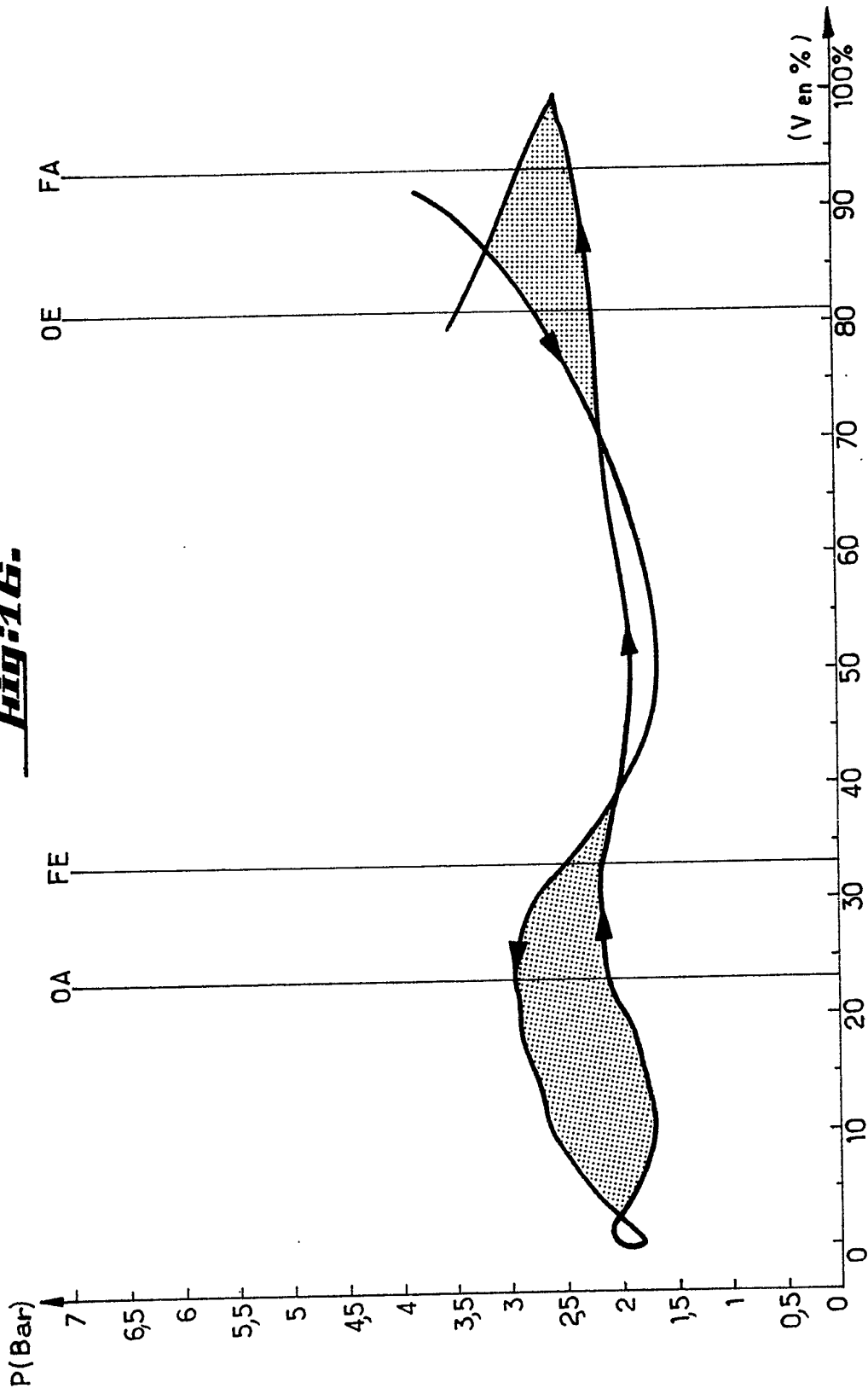


Fig. 16.



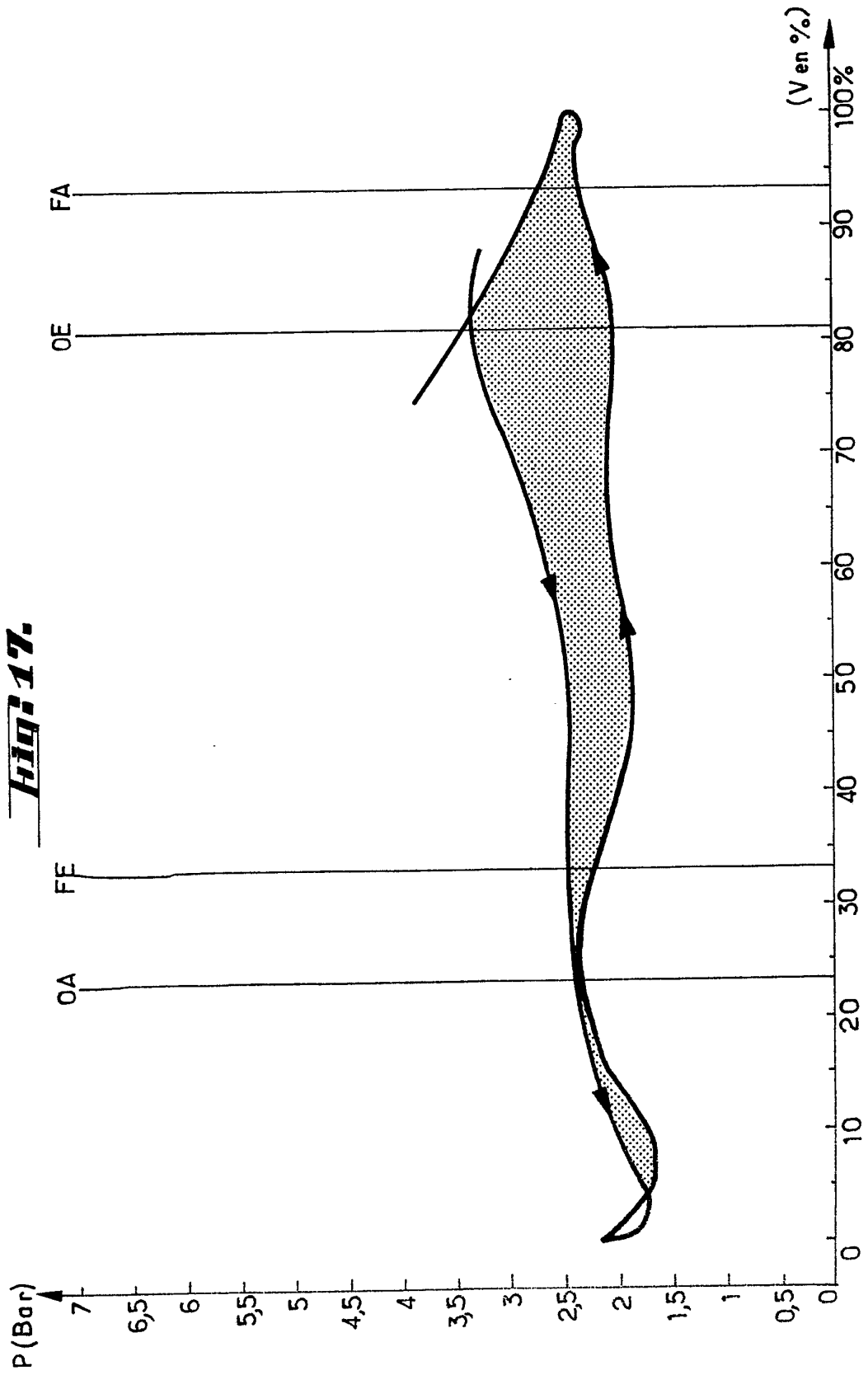


Fig. 19.

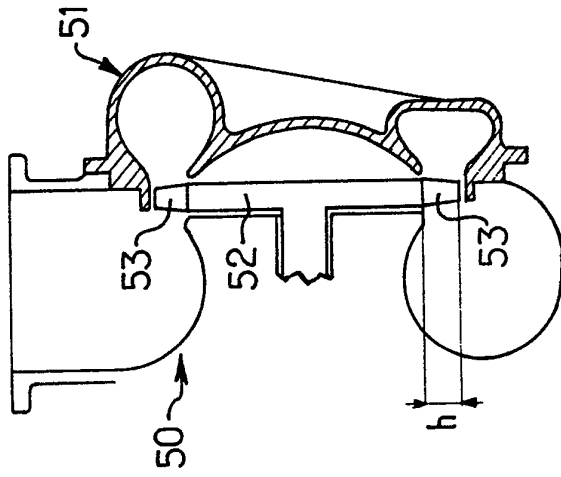


Fig. 18.

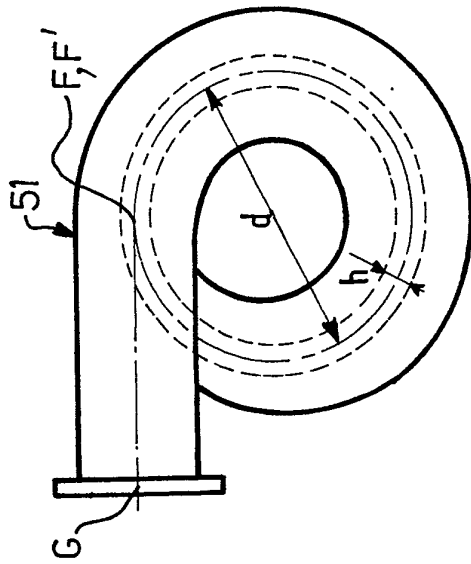


Fig. 20.

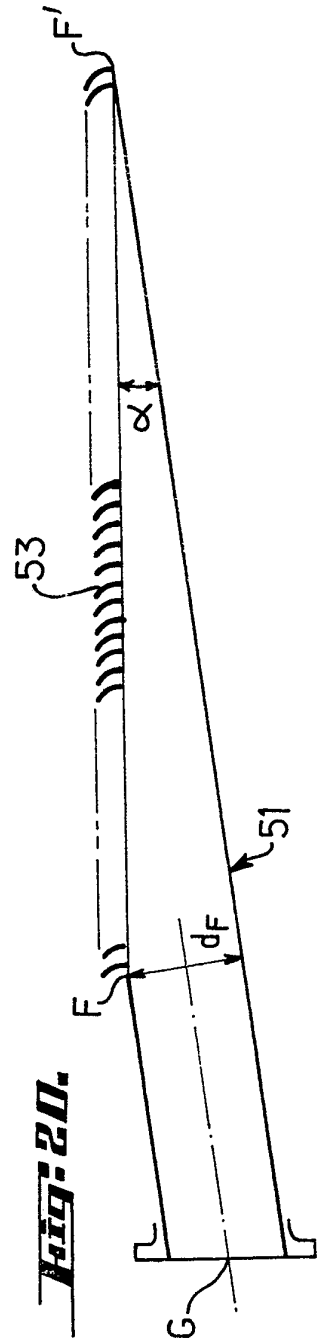


Fig: 21.

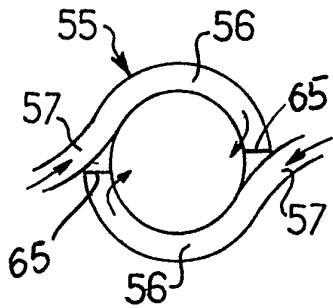


Fig: 23.

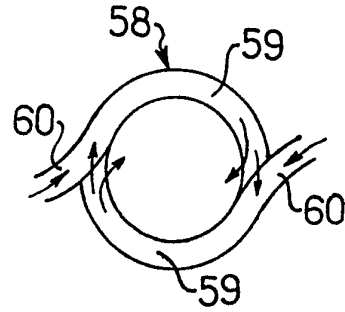


Fig: 22.

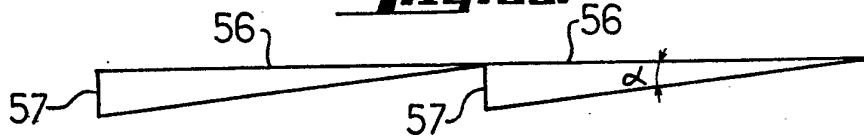


Fig: 24.



Fig: 25.

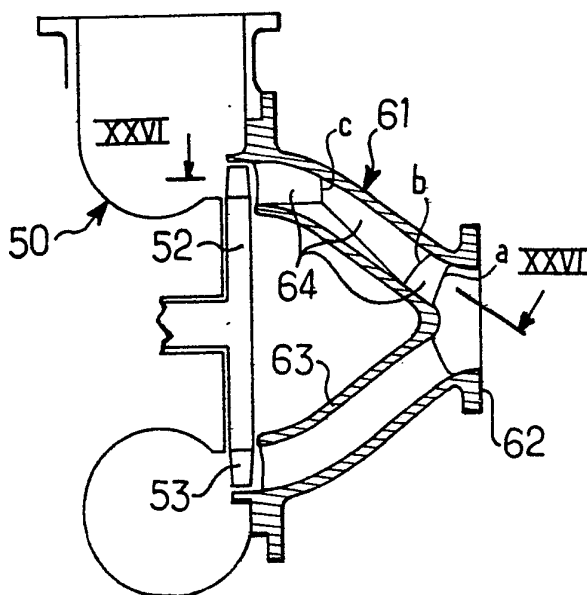


Fig: 26.

