

NORGE



**STYRET
FOR DET INDUSTRIELLE
RETTSVERN**

Utlegningskrift nr. 118696

Int. Cl. B 63 h 11/08

Kl. 65 f¹-6/30

Patentsøknad nr. 157 180 Inngitt 12. III 1965

Søknaden alment tilgjengelig fra 1. VII 1968

Søknaden utlagt og utlegningsskrift utgitt 26. I 1970

Prioritet begjært fra: 17. III-64 Frankrike, nr. PV 4660

Société Grenobloise d'Études et d'Applications Hydrauliques (Sogreah),
84-86 avenue Léon Blum, Grenoble (Isère), Frankrike.

Oppfinner: Jacques Duport, Chemin de Moulin, Montbonnot (Isère), Frankrike.

Fullmektig: Siv.ing. Erik Bugge.

Reguleringsanordning for reaksjonsdrevne fartøyer.

Det er kjent å drive fartøyer ved å utnytte reaksjonskraften fra vannstråler som rettes i en retning motsatt retningen av den ønskede skyvekraft. Disse stråler oppnås vanligvis ved å pumpe vannet ved hjelp av pumper fra en eller flere åpninger og skyve det ut bakover ved hjelp av avløpsåpninger.

Noen kjente anordninger omfatter orienterbare avløpsåpninger beregnet på ikke bare å oppnå fremdrift, men også styring av fartøyet.

Ved fremdriftsanordningen ifølge oppfinnelsen kan avløpsdydene være orienterbare og tilførselsåpningene kan eventuelt være forsynt med bevegelige organer, hvis stilling kan forandres for å variere åpningstverrsnittet og følgelig flatearealet for strålens tverrsnitt.

Ifølge oppfinnelsen oppnås hastighetsreguleringen for fartøyet (dvs. holdes ved konstant hastighet eller fartøyets akselerasjon eller dets retardasjon) ved samtidig å påvirke pumpens

omdreiningshastighet (og eventuelt stillingen av dens bevegelige skovler) og geometrien av avløpsmunnstykkene og eventuelt tilførselsåpningene ved hjelp av de ovenfor nevnte bevegelige organer. De verdier som bestemmer reguleringsorganenes stilling, pumpens omdreiningshastighet og stillingen av pumpens bevegelige skovler, bestemmes ved hjelp av en konjugasjonslov som får innflytelse på fartøyets øyeblikkelige hastighet, og verdien av dets nedsenkning når denne er variabel. Denne konjugasjonslov som er egen for et fartøy og et fremdriftssystem av en bestemt art tillater oppnåelsen av de to følgende formål:

- a) I hvert øyeblikk og under alle betingelser er de begrensninger som påtrykkes den drivende pumpegruppe (kavitasjonsbegrensning, trykkbegrensning osv.) tatt hensyn til.
- b) I hvert enkelt øyeblikk hvor fartøyet kan ha jevn bevegelse eller ikke, er det drivende

systems kraftforbruk minimalt for fartøyets akselerasjon og øyeblikkelige hastighet.

- c) For hver hastighet V av fartøyet tillater denne bestemte konjugasjonslov oppnåelse av den maksimale skyvekraft som er forenlig med fartøyets og drivsystemets egenskaper. Den således oppnådde maksimale skyvekraft er merkbart større enn den som kunne oppnås ved å påvirke bare en del av de ovenfor nevnte reguleringselementer eller ved kombinasjon av disse etter en annen lov. Denne konjugasjonslov ifølge oppfinnelsen er på forhånd beregnet ved hjelp av fremgangsmåter som skal forklares senere. Dens anvendelse skjer ved hjelp av en beregner anbragt ombord på fartøyet og forskjellige utførelsesformer beskrives senere.

I tilfelle av manuell regulering utarbeider beregneren verdiene for reguleringsorganenes stillinger og pumpens omdreiningshastighet og overfører disse til de indikatorapparater som utnyttes av den fører som har ansvaret for den manuelle regulering.

Når det gjelder automatisk regulering blir kommandoene utarbeidet av beregneren overført direkte ved tvungen drift til styreapparater (tilførsel til pumpemotoren, munnstykkenes reguleringsorgan og pumpens skovler).

De følgende forklaringer under henvisning til de på figurene viste diagrammer vil gi bedre forståelse av oppfinnelsens spesielle trekk ved å vise de fremgangsmåter som i seg selv er oppfinnelsens gjenstand, ved hjelp av hvilke man kan bestemme i funksjon fartøyets hastighet (og eventuelt dets neddykning) og pumpens omdreiningshastighet (og eventuelt stillingen av dens bevegelige skovler) de optimale verdier som skal anvendes for avløpsmunnstykkene og eventuelt innløpsåpningene når sistnevnte har en variabel geometri.

Fig. 1 viser et typisk pumpediagram. Her er langs abscissen (aksen OQ) avsatt verdiene for pumpens levering Q og langs ordinaten (OH) er avsatt verdiene for pumpehøyden H . Når pumpen arbeider med uforanderlig omdreiningshastighet, ligger pumpene som angir funksjonen på en kurve som betegnes med «karakteristikk ved konstant hastighet. Man kan teoretisk (ved samtidig å forandre omdreiningshastigheten og egenskapene for den krets hvori pumpen leverer) oppnå et hvilket som helst arbeidspunkt som befinner seg på en flate begrenset ved koordinat-aksene og ved karakteristikken ved konstant hastighet tilsvarende den maksimale omdreiningshastighet. (Denne kurve for karakteristikk med en konstant maksimal hastighet er vist ved 1 på fig. 1). Det foreligger imidlertid andre begrensninger av det mulige område for funksjon av en pumpegruppe (dvs. et utstyr bestående av pumpen og dens motor):

- Der er i alminnelighet en minste omdreiningshastighet som medfører en begrensning, såsom vist ved 2 på fig. 1.
- Drivmotorens maksimale ytelse, vanligvis variabel med omdreiningshastigheten, danner oftere en grense såsom vist ved kurven 3 på fig. 1.
- Endelig eksisterer en annen grense som frem-

kommer ved nødvendigheten av å unngå opp-treden eller i det minste for sterk dannelse av kavitasjon.

Rent generelt kan alle begrensninger av arbeidsområdet frembragt ved mekaniske eller hydrauliske faktorer i forbindelse med både den hydrauliske krets og pumpegruppen, fremstilles i planet QH ved hjelp av en kurve eller en gruppe kurver som kan være avhengige foruten av Q og H også av: fartøyets hastighet V , anbringelsen av inntaksåpningen eller reguleringen av utløpstverrsnittet. Mens de begrensninger som angår ytelsen og hastigheten (kurvene 1, 2, 3 på fig. 1) bare er avhengige av pumpen og dens motor, er begrensningen på grunn av kavitasjonen samtidig avhengig av pumpens egenskaper og de særlige omstendigheter ved den hydrauliske krets, hvori pumpen arbeider.

Nærmere bestemt blir de ved kavitasjonen fastlagte grenser definert ved å ty til begrepet «ren sugebelastning», betegnet med forkortelsen H_{NA} . Denne rene sugebelastning er lik den absolutte belastning ved pumpens inngang fratrasket dampspenningen, idet den absolutte belastning er definert med pumpeaksens høyde som utgangspunkt. Disse størrelser uttrykkes i vannhøyde. Definisjonen uttrykkes ved formelen:

$$H_{NA} = \frac{P_a - P_v}{\omega} + \frac{v^2}{2g} \quad (1)$$

hvor:

H_{NA} = ren sugebelastning

P_a = det absolutte trykk målt i et punkt like ovenfor pumpens inngang, i høyde med dens akse.

P_v = vannets dampspenning

ω = vannets volumvekt

v = den midlere hastighet i det tverrsnitt P_a er målt

g = tyngdekraftens akselerasjon

For en bestemt pumpe og for et arbeidspunkt på koordinatene Q og H foreligger der en minste-verdi for den rene sugebelastning, slik som for de lavere verdier av kavitasjonen som vil fremkalle utilsatte virkninger.

Denne minste tillatelige verdi av H_{NA} med hensyn til pumpens funksjon betegnes som «minste nødvendige rene sugebelastning» og kjenne-tegnes med forkortelsen H_{NAr} . Den er for en bestemt pumpe en funksjon av koordinatene Q , H i arbeidspunktet.

Forøvrig påtvinger egenskapene for den hydrauliske krets hvori pumpen arbeider, vanligvis et meget bestemt forhold mellom den rene disponible belastning ved pumpens innløp som man betegner med H_{NAd} og den førte vannmengde Q .

For en pumpe som arbeider i en bestemt krets er den begrensning av utnyttelsen som påtrykkes ved kavitasjonen, uttrykt ved forholdet:

$$H_{NAr} < H_{NAd}$$

og den kurve som representerer den tilsvarende avgrensning vil være kurven etter ligningen:

$$H_{NAr}(Q, H) = H_{NAAd}(Q) \quad (2)$$

Det er en kurve av denne type som er vist på fig 1 og betegnet med 4.

Når det gjelder en fremdriftspumpe for et fartøy uttrykkes den disponible rene sugebelastning på følgende måte:

$$H_{NAAd} = h_A - h_v - z + \frac{V^2}{2g} - \lambda_1 Q^2 \quad (3)$$

Her betegner:

- H_{NAAd} = ren disponibel sugebelastning
- h_A = barometrisk trykk i vannhøyde
- h_v = damptrykket likeledes i vannhøyde
- z = pumpeaksens høyde over den frie overflate (hvis pumpeaksen er under den frie overflate, hvilket ofte er tilfellet, er z negativ)
- V = fartøyets hastighet
- g = tyngdekraftens akselerasjon
- λ_1 = sugeledningens trykktapskoeffisient, kvotient av dette trykktap og kvadratet av vannføringen
- Q = pumpens vannføring

Ved i ligningen (2) å erstatte H_{NAAd} ved dens verdi tatt fra ligning (3) får man en formel som for et bestemt fartøy som går med hastigheten V , tillater å trekke grensekurven for kavitasjon slik som kurven 4 på fig. 1.

$$H_{NAr}(Q, H) = h_A - h_v - Z + \frac{V^2}{2g} - \lambda_1 Q^2 \quad (4)$$

I tilfellet av pumper med bevegelige skovler (f. eks. propellerpumper med bevegelige vinger) vil parametrene såsom rotasjonshastigheten, kraftforbruket, minste belastning nødvendig for suget, ikke være helt bestemt når man fastlegger koordinatene Q, H for arbeidspunktet. Man kan faktisk få et og samme punkt Q, H med en hel rekke forskjellige verdier for omdreiningshastigheten og skovlenes stilling. I virkeligheten er man naturligvis henvist til for å virkeliggjøre et bestemt arbeidspunkt som er karakterisert ved verdiene for leveringsmengden Q , høyden H og den rene sugebelastning H_{NAr} , til å velge de av de mulige kombinasjoner av hastighet og skovlestilling som gjør kraftforbruket for pumpens drivmotor minst mulig for dette punkt under hensyntagen til begrensning av kavitasjonen.

Når engang denne «optimale konjugasjon er sikret» er da pumpens egenskaper helt definert ved kjennskapet til koordinatene Q, H for arbeidspunktet.

Det foreligger da i hvert tilfelle for en bestemt pumpegruppe en gitt nedsenkning og en gitt hastighet for fartøyet, et vel definert område i planet Q, H hvor pumpegruppen kan funksjonere. I det følgende vil vi kalle dette område for «anvendelig område». Grensen for dette område er en kurveformet lukket kontur som bare omfatter pumper med avgrenset avstand og omfatter generelt hjørnepunktene. Endelig er det nødvendig for det følgende å tilføye at i hvert punkt Q, H i dette område kjenner man omdrei-

ningshastigheten og kraften på pumpeakselen såvel som drivmotorens kraftforbruk.

I det følgende skal fremgangsmåten (som i seg utgjør en del av oppfinnelsen) vises, ved hjelp av hvilken man kan bestemme den optimale konjugasjon mellom pumpens omdreiningshastighet, utstrålingsåpningens tverrsnitt og eventuelt innløpsåpningens tverrsnitt.

Vi antar at fartøyet har en stor hastighet V og at man vil oppnå en skyvekraft P_1 . (Hvis man vil gå med en konstant hastighet V , vil denne nødvendige skyvekraft P_1 være lik den samlede motstand mot fartøyets bevegelse fremover for denne hastighet V .)

Den skyvekraft P som oppnås ved reaksjonskraften fra en stråle er kjent ved den klassiske formel:

$$P = \rho Q \left(\frac{Q}{S} - V \right) \quad (5)$$

hvor:

- P = den drivende skyvekraft
- ρ = vannets volumetriske masse
- S = tverrsnittsarealet for strålen loddrett på den innsnevrede strømming
- Q, V = de ovenfor definerte størrelser: pumpens kapasitet og fartøyets hastighet.

Ved å anvende Bernoulli's teori mellom et strømmingstverrsnitt som befinner seg umiddelbart ovenfor sugeåpningen og et stråletverrsnitt loddrett på den innsnevrede strømming, kan man vise at hvis strålen kommer frem under den frie overflate, er den høyde som frembringes av pumpen lik forskjellen mellom den dynamiske høyde som svarer til strålens relative hastighet i forhold til fartøyet og den dynamiske høyde som svarer til fartøyets hastighet, idet denne forskjell økes ved det totale belastningstap i sugekretsen og motstrømmen. Dette uttrykkes ved forholdet:

$$H = \frac{Q^2}{2gS^2} - \frac{V^2}{2g} + \lambda Q^2 \quad (6)$$

hvor H, Q, V, g, S er de ovenfor definerte størrelser og λ er tapskoeffisienten i belastningen, kvotient mellom det samlede belastningstap i kretsen og kvadratet av vannføringen. Som følge av innløpsåpningenes innflytelse kan denne koeffisient være en funksjon av hastigheten V og vannmengden Q . I tilfellet av regulerbare innløpsåpninger avhenger denne funksjon λ av en parameter som representerer stillingen av de bevegelige reguleringsorganer for tilløpsåpningen.

Hvis strålen kommer frem over den frie overflate, er det nødvendig å tilføye i uttrykket for den belastning H som pumpen frembringer, et uttrykk h_0 som er lik stråleaksens høyde over den frie overflate. Tilstedeværelsen av dette uttrykk forandrer ikke den tankegang som følger av de anvendte konklusjoner. Vi antar i det følgende at strålen er nedsenket (dvs. kommer frem under den frie overflate), mens vi vet at de anførte konklusjoner, særlig når det gjelder fordelene ved systemet ifølge oppfinnelsen i forhold til de kjente systemer, er like anvendelige når

det gjelder en stråle i luft som når det gjelder en neddykket stråle.

Hvis vi eliminerer S i ligningene (5) og (6) får vi et nytt uttrykk for skyvekraften:

$$P = \rho Q \left[\sqrt{2g(H - \lambda Q^2) + V^2} - V \right] \quad (7)$$

Dette fører til at ved faste innløpsåpninger (bare en funksjon av Q og V) er det geometriske sted for punkter i planet Q, H som tillater ved hastigheten V å oppnå skyvekraften P_1 , en kurve med formel:

$$\rho Q \left[\sqrt{2g(H - \lambda Q^2) + V^2} - V \right] = P_1 \quad (8)$$

Tilstedeværelsen av innløpsåpningen innfører vanligvis en tilleggsbremsing av fartøyet, en tilleggsbremsing som avhenger av åpningens geometri, fartøyet hastighet og den vannmengde Q som absorberes av innløpsåpningen. Likeledes kan i noen tilfeller stråleåpningen innføre en tilleggsbremsing som avhenger av strålens tverrsnitt og leveringsmengden Q . I det uttrykk for skyvekraften som er gitt ved formelen (8) skal innrømmes at P_1 betegner den rene skyvekraft, dvs. brutto skyvekraft på grunn av strålen med fradrag for tilleggsbremsingen beskrevet ovenfor.

Man kan vise at den kurve som representerer ligningen (8) i planet Q, H er en kurve som er konkav oppover og som asymptote har akse OH og likeledes asymptotisk til den kurve som representerer kretsløpets belastningstap, ligningen:

$$H = \lambda Q^2 \quad (9)$$

Vi kaller kurvene for ligninger såsom (8) for liketrykkkurver. Man kan vise at kurven for like trykk for en skyvekraft P_2 er i sin helhet over den for like trykk med P_1 , hvis P_2 er større enn P_1 ($P_2 > P_1$) og at to liketrykkkurver for to forskjellige skyvekrefter ikke har noen felles punkter med avgrenset avstand.

På fig. 2 er ennå engang vist pumpens funksjonsdiagram som vist på fig. 1, såvel som grensene for arbeidsområdet ved en hastighet V for fartøyet. Dessuten er innført kurven 5 som representerer ligningen (8), dvs. liketrykket for skyvekraften P_1 ved en hastighet V for fartøyet. Denne kurve 5 skjærer det anvendelige arbeidsområde i to punkter A og B.

Punktene på buen AB på kurven 5 representerer de mulige arbeidspunkter som tillater oppnåelsen av skyvekraften P_1 ved en hastighet V for fartøyet. I hvert av disse punkter kjenner man som forklart i det foregående, motorens forbruk. Blant alle disse punkter vil der være minst ett hvor forbruket er minimalt og følgelig (fordi skyvekraften P_1 og hastigheten V er konstante) den totale ytelse er maksimal. Det er det punkt som man ifølge oppfinnelsen velger for ved en hastighet V for fartøyet å virkeliggjøre skyvekraften P_1 .

Vi lar C være dette optimale punkt på buen AB på kurven 5. Gjennom punktet C går en

kurve som er karakteristisk for konstant hastighet på pumpen og bare en eneste. Man kan således bestemme den tilsvarende rotasjonshastighet til n_C .

På den annen side tillater den ovenfor utviklede ligning (6) beregning av det tverrsnitt S_C for strålen som muliggjør oppnåelsen av punktet C som arbeidspunkt. Ved å kalle punktet C koordinater Q_C, H_C , er verdien av S_C gitt ved ligningen:

$$S_C = \frac{Q_C}{\sqrt{2g(H_C - \lambda Q_C^2) + V^2}} \quad (10)$$

Som nevnt ovenfor er i denne ligning S_C den verdi som skal velges for strålens tverrsnitt. H_C, Q_C er koordinatene for det optimale punkt. Størrelsene g, λ og V er på forhånd fastlagte verdier.

De ovenstående betraktninger viser hvordan man ved å gå ut fra karakteristikkene for pumpen og det hydrauliske kretsløp kan bestemme det optimale tverrsnitt S_C for strålen og den optimale omdreiningshastighet n_C for pumpen som funksjon av fartøyet hastighet og den ønskede skyvekraft.

Det skal bemerkes at det optimale punkt C alt etter tilfellet kan være adskilt fra ytterpunktene A og B eller også falle sammen med et av dem. Når C er adskilt fra A og B er den maksimale ytelse vanligvis uforanderlig, dvs. at i dette punkt er forandringen av ytelsen langs kurven 5 i forhold til hvilken som helst av parametrene Q, S eller n lik null.

Når innløpsåpningene likeledes er regulerbare, avhenger funksjonen λ som nevnt ovenfor, av en parameter som representerer stillingen av innløpets reguleringsorganer. Ligningen (8) gir således for en hastighet V på fartøyet et antall kurver i avhengighet av en parameter. For hver kurve i denne gruppe kan man ved den ovenfor viste metode velge det optimale punkt C. Blant alle de optimale punkter C for en bestemt skyvekraft P og en bestemt hastighet V vil der være noen for hvilke forbruket er lavere enn for de andre. Det er dette punkt som ifølge fremgangsmåten velges som arbeidspunkt for denne skyvekraft P og denne hastighet V . Valget av dette optimale punkt fører til valget av den liketrykkskurve på hvilken det er anbragt og bestemmer følgelig den innstilling som må gis innløpsåpningen.

På samme måte som det er forklart for faste åpninger bestemmer posisjonen av dette punkt helt posisjonen av innstillingens parametre: pumpens omdreiningshastighet, avløpsåpningens tverrsnitt, eventuell innstilling av pumpens skovler. Det vil bemerkes at ved innstillbar innløpsåpning kan visse av de grenser som bestemmer arbeidsområdet være variable som funksjon av parametre som bestemmer innløpets innstilling. Den ovenfor viste fremgangsmåte er ikke desto mindre anvendelig på samme måte.

Det fremgår av det ovenstående at den optimale innstilling av innløpsorganene gjør det mulig for hvert par verdier for skyvekraften og hastigheten å finne en tilsvarende eneste liketrykkskurve.

Man kan for den samme hastighet V for fartøyet foreta den samme beregning for de andre verdier av skyvekraften P som skal benyttes. Hvis man varierer P ved å gi den suksessivt økende verdier P_2, P_3 osv., får man kurvene 6, 7 (fig. 2) som svarer til ligninger oppnådd ved å erstatte P_1 med P_2 , deretter P_3 , deretter P_4 osv. i ligningen (8). Der er ikke et felles punkt blant dem og de fjerner seg desto mer fra det opprinnelige jo større den tilsvarende skyvekraft er. Ifølge derav at ved å øke P vil det komme et tidspunkt hvor grensepunktene såsom A og B nærmer seg hverandre mer og mer helt til de faller sammen for en bestemt grenseverdi P_M for skyvekraften P i et punkt M på grensen. Denne verdi P_M gjelder for den største skyvekraft man kan få ved en hastighet V for fartøyet under hensyn til de forskjellige begrensninger som er påtrykt og overført ved kurvene 1 til 4. På fig. 2 er med kurven 8 vist den tilsvarende liketrykkskurve for grensetrykket P_M . Likeledes er punktet M antydnet.

Det kan bemerkes at hvis punktet M er et punkt som løper på en av de kurver som danner grensene, er kurven for liketrykket P_M og grensen tangenter i dette punkt. Det kan også hende at punktet M kan være et av grenselinjenes vinkelpunkter. I dette tilfelle berører grenselinjen og liketrykkkurven P_M hverandre i et eneste punkt (M), men er vanligvis ikke tangenter. I de to tilfeller (punktet M er et vinkelpunkt eller ikke på grenselinjen), befinner grensen seg helt (unntatt M) under liketrykkkurven P_M . Endelig fremgår det av ovenstående betraktninger at punktet M hører til den gruppe punkter C som gir minimalt forbruk for en gitt skyvekraft og en gitt hastighet. Der foreligger således ingen kontinuitet mellom de konjugasjonslover som gjør det mulig å oppnå minimalt forbruk for en gitt skyvekraft (det er de ovenfor viste lover som gir verdiene n_C og S_C) og den konjugasjonslov som for en gitt hastighet for fartøyet tillater oppnåelsen av maksimal skyvekraft tatt i betraktning de forskjellige begrensninger som påtrykkes pumpegruppens funksjon.

I det følgende skal vises fordelene ved fremgangsmåten ifølge oppfinnelsen ved aller først å sammenligne ytelsene som kan oppnås med en og samme pumpegruppe etter som man anvender fremgangsmåten ifølge oppfinnelsen eller etter som man anvender et system med strålemunnstykk med konstant tverrsnitt.

Da tverrsnittet S er konstant og da man, hvilket vanligvis er tilfellet, kan betrakte λ som praktisk uavhengig av Q og av V , kan den ovenfor fremkomne ligning (6) fremstilles i planet Q, H av en gruppe parabler som har akse OH som akse, og som alle har den samme parameter:

$$p = \frac{1}{\frac{1}{gS^2} + \lambda}$$

$$\text{og som hver har en ordinathøyde: } -\frac{V^2}{2g}$$

Til en bestemt hastighet V for fartøyet svarer en parabel i denne gruppe. På fig. 3 er vist på nytt koordinataksene OQ, OH fra fig. 2, såvel som grensene for arbeidsområdet for hastigheten V og liketrykkskurven 5 for verdien P_1 av skyvekraften. Det er dessuten på figuren vist parabelen 9 med ligningen (6) og for samme verdi av V som har vært anvendt til å fremstille de øvrige kurver på figuren. Parabelen 9 er det geometriske sted for de mulige arbeidspunkter ved hastigheten V og med konstant tverrsnitt for strålen F . Den skjærer kurven 5 i et punkt B som vanligvis avviker fra det på forhånd definerte punkt C . Punktet D er det punkt som med konstant åpning S tillater oppnåelsen av skyvekraften P_1 ved hastigheten V for fartøyet. Det faktum at dette punkt er forskjellig fra C medfører som følge av selve definisjonen av punktet C at forbruket i D er større enn det i punktet C : den totale ytelse med konstant åpning er vanligvis mindre enn den optimale ytelse som man kan oppnå ved anvendelse av fremgangsmåten ifølge oppfinnelsen.

Det arbeidspunkt som for denne hastighet V og dette tverrsnitt S gir den maksimale skyvekraft er det punkt på parabelen 9 som har den størst mulige abscisse (dette fremgår særlig av formelen (5)). Det er følgelig punktet E , skjæringspunktet mellom kurven 9 og grenselinjen for arbeidsområdet. Mest alminnelig vil dette punkt E være adskilt fra det på forhånd definerte punkt M . Gjennom punktet E går en liketrykkskurve som tilsvarende en verdi P_E vist på fig. 3 med kurven 10. Gjennom selve definisjonen av verdien P_M og av liketrykkskurven 8 er der ikke noe punkt på grensen for arbeidsområdet som befinner seg over denne kurve. Punktet E som utgjør en del av grensen og som adskiller seg fra M , er følgelig under 8. Dette fører til at på grunn av egenskapene ved liketrykket forklart i det foregående, er verdien for P_E mindre enn P_M . Med andre ord, den maksimale skyvekraft som man kan oppnå med et konstant tverrsnitt av strålen er vanligvis mindre enn den som man kan oppnå under ellers like betingelser, med et variabelt stråletverrsnitt og en reguleringsfremgangsmåte ifølge oppfinnelsen.

Det er på fig. 4 som eksempel vist kurvene for samlet ytelse som funksjon av skyvekraften ved en fartøyhastighet V . Disse kurver antas å gjelde for en og samme pumpegruppe. På fig. 4 er langs abscissen trukket opp skyvekraften P og langs ordinaten den samlede ytelse η_G . Kurven 11 representerer forandringen i denne ytelse som funksjon av skyvekraften for et system med konstant åpningstverrsnitt. Kurven 12 viser den samme funksjon i tilfellet av en regulerbar åpning ifølge oppfinnelsen. Man ser at kurven 12 er betydelig høyere enn kurven 11 og at på den annen side at endepunktet for kurven 12 har en abscisse P_M som er større enn verdien V_E for endepunktet av kurven 11.

De foregående betraktninger gjør det mulig for en gitt hastighet V for fartøyet å sammenligne de oppnådde ytelser på den ene side med den kjente fremgangsmåte og på den annen side med fremgangsmåten ifølge oppfinnelsen.

Fordelene ved fremgangsmåten ifølge opp-

finnelsen fremgår ennå klarere når man undersøker forandringene av ytelsen for et drivsystem som funksjon av fartøyets hastighet.

Ligningen (3) som definerer den rene sugebelastning inneholder et uttrykk $\frac{v^2}{2g}$ — som kan

være viktig når det dreier seg om et hurtig fartøy som går med full hastighet; f. eks. for et fartøy som gjør 30 knop (ca. 15 m/s), med en drivende pumpe anbragt 2 meter under overflaten, vil den rene sugebelastning være omkring 24 m, hvorav halvparten utgjøres av uttrykket $\frac{v^2}{2g}$.

Følgen er at den rene belastning avtar sterkt ved lavere hastigheter av fartøyet. For det fartøy som var tatt som eksempel ovenfor, vil den ikke være større enn 15 m ved midlere hastighet, og den vil være redusert til 12 m når fartøyet har meget liten hastighet. Dette har til følge en betydelig reduksjon av den maksimale oppnåelige skyvekraft ved små hastigheter. Det skal vises at reguleringen av stråleåpningen ifølge fremgangsmåten som er gjenstand for foreliggende oppfinnelse, gjør det mulig å utbedre for en stor del denne vanskelighet og oppnå med små hastigheter skyvekrefter som er meget mer betydelige enn med en fast åpning.

Det skal for å vise dette trekkes inn en dimensjonsløs parameter som er karakteristisk for kavitasjonsfenomenene: THOMA-tallet, som er kvotienten mellom den rene sugebelastning og pumpens befordringshøyde:

$$\sigma = \frac{H_{NA}}{H}$$

σ = parameteren ifølge THOMA

H_{NA} , H = på forhånd definerte størrelser.
Man definerer σ disponibel som følger:

$$\sigma_d = \frac{H_{NA d}}{H} \left\{ \frac{\sigma_d}{H_{NA d}} \right\} = \sigma \text{ disponibel på forhånd fastlagt}$$

og σ påkrevet:

$$\sigma_d = \frac{H_{NA r}}{H} \left\{ \frac{\sigma_r}{H_{NA r}} \right\} = \sigma \text{ påkrevet på forhånd fastlagt}$$

Betingelsene for ingen kavitasjon vil selvfølgelig være:

$$\sigma_d \geq \sigma_r \quad (12)$$

Det viser seg at kurvene for samme verdier av σ_r i planet Q, H ved en første tilnærming kan ligne parabler med toppunkt i origo og med akse for H som akse. Blant disse parabler er der en for hvilken σ påkrevet (σ_r) er et minimum. Etter hvert som arbeidspunktet fjerner seg fra den ene eller den annen side av denne parabel, tiltar σ_r hurtig (det vil igjen si for en

bestemt pumpe) σ_r er en funksjon av $\frac{Q^2}{H}$ og oppviser et meget typisk minimum for en klart definnert verdi av $\frac{H}{Q^2}$.

Fig. 5 viser igjen koordinatdiagrammet Q, H , hvor den ovenfor beskrevne parabel 9 igjen er trukket opp for hastigheten V for fartøyet og et tverrsnitt S for stråleåpningen.

Parabel 13 danner det geometriske sted for de punkter for hvilke σ påkrevet er et minimum. Vi kaller skjæringspunktet for de to kurver for F . Vi forutsetter at dette punkt er det «nominelle» arbeidspunkt for fremdrift av fartøyet med hastigheten V .

Vi skal nå undersøke funksjonene ved en hastighet v for fartøyet som er merkbart mindre enn V .

a) Hvis åpningen holder en konstant verdi S , er det geometriske sted for de mulige arbeidspunkter ved hastigheten v parabelen (14) avledet av parabelen (9) ved en forskyvning av

$$\frac{v^2}{2g} \quad \frac{V^2}{2g} \quad \text{oppover.}$$

Videre betegner:

G krysningspunktet mellom (14) og (13)

P_F den ved hastigheten V oppnådde skyvekraft (med punktet F)

P_G den ved hastigheten v oppnådde skyvekraft (med punktet G)

Det kan vises at hvis tapene i sugebelastningen er små, (slik tilfellet vanligvis er ved kjente drivanordninger) får man:

$$\frac{P_G}{P_F} = \left(\frac{v}{V} \right)^2$$

det vil si at hvis man regulerer pumpens hastighet til funksjon i nærheten av σ_r minimal, avtar skyvekraften med kvadratet av fartøyets hastighet. Man kan selvsagt med hastigheten v velge et arbeidspunkt på (14) som befinner seg over (13): skyvekraften vil da være økt. Men man er meget hurtig begrenset av kavitasjonen fordi ved å øke arbeidspunktets ordinat øker man samtidig σ_r fordi man fjerner seg fra (13) og befordringshøyden H : nødvendig ren sugebelastning øker da meget hurtig, hvilket pålegger å ikke gå ut over et grensepunkt temmelig nær punktet G og som er vist ved G' på fig. 5. (Dette punkt er krysningspunktet for kurven (14) med grensekurven for kavitasjon ved hastigheten v).

b) Med fremgangsmåten ifølge oppfinnelsen kan man samtidig som man unngår kavitasjon velge et arbeidspunkt G'' , hvor samtidig absissen $Q_{G''}$, og ordinaten $H_{G''}$, vil være større enn for punktet G' . Samtidig som G'' befinner seg på (13) har det en σ_r som er mindre enn for G' :

$$\sigma_r(G'') < \sigma_r(G')$$

og da den maksimale høyde H er lik:

$$H_{NA d}$$

$$\sigma_r$$

$$H(G'') > H(G')$$

og da på den annen side G'' befinner seg på den gren av (13) som er til høyre for (14):

$$Q(G'') > Q(G')$$

Det fremgår således av ligning (5) at den i G'' oppnådde skyvekraft er tydelig større enn den skyvekraft som oppnås i G' , slik at fordelene ved fremgangsmåten ifølge oppfinnelsen klart fremgår når det gjelder driften av et fartøy med redusert hastighet.

Det som har vært sagt med hensyn til begrensninger av den drivende skyvekraft ved oppføringen av kavitasjon kan gjentas med hensyn til ytelsene.

Man kan i virkeligheten medgi at sonen for maksimal ytelse for en pumpe befinner seg i nærheten av en av parablene (vanligvis i nærheten av parabolen for minimum). Ved systemene med konstant åpningstverrsnitt kan man bare oppnå vesentlig skyvekraft ved lave hastigheter for fartøyet ved å fjerne seg merkbart fra området for pumpens maksimale ytelse. Utnyttelse av fremgangsmåten ifølge oppfinnelsen gjør det mulig merkbart å forbedre den totale ytelse ved lave hastigheter, ikke bare fordi det derved er mulig å drive pumpen i sonen for optimale ytelser, men også fordi denne fremgangsmåte tillater oppnåelsen av den samme skyvekraft ved mindre strålehastigheter enn dette var mulig ved konstant åpning.

Anvendelsen av fremgangsmåten ifølge oppfinnelsen tillater således å forbedre driften av en jetmotor som er virkeliggjort med utgangspunkt i en bestemt pumpe. Den tillater likeledes å redusere plassbehovet for pumpegruppen. Takket være tilpasningen av stråletverrsnittet kan man i virkeligheten for et bestemt anlegg anvende en pumpegruppe som har en spesifikk hastighet (1) som er større og følgelig et plassbehov som er mindre enn hvis åpningen hadde vært konstant, idet forøkelsen av den nødvendige H_{NA} bevirket ved den økede spesifikke hastighet kompenseres ved det faktum at man ved all vanlig drift av fartøyet kan legge pumpens arbeidspunkter i den mest gunstige sone ut fra et kavitasjonssynspunkt.

(1) Det vil erindres at den spesifikke hastighet for en pumpegruppe er definert ved formelen:

$$n_s = \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

n_s er den spesifikke hastighet

n er omdreiningshastigheten

Q er leveringsmengden

H er leveringshøyden

og at for de gitte verdier av Q og H er pumpens og dennes motors dimensjoner desto mindre jo større n_s er.

Man kan utnytte fordelene ved denne reduksjon av plassbehovet til å bygge inn i et bestemt fartøy en drivanordning med større ytelse enn den man ville ha fått ved de kjente systemer. Man vet faktisk at fremdriftsyttelsen er desto større jo mindre «rekyl» er (rekyl r er kvotienten mellom hastighetsoverskuddet for strålen W sammenlignet med fartøyets hastighet V og strålehastigheten:

$$r = \frac{W - V}{W}$$

Imidlertid tiltar pumpegruppens plassbehov likeledes når rekyl avtar (den ønskede levering fra pumpen er desto større og befordringshøyden desto mindre jo mindre rekyl er). Anvendelsen av fremgangsmåten ifølge oppfinnelsen gjør det mulig å redusere pumpegruppens dimensjoner, dvs. det vil således være mulig ved et bestemt plassbehov å montere en drivanordning med mindre rekyl og følgelig med bedre ytelse sammenlignet med de kjente systemer.

I det følgende skal gis eksempler uten begrensning på utførelsen av fremdriftssystemet ifølge oppfinnelsen. Alle disse systemer omfatter:

- minst en pumpegruppe bestående av en pumpe og dennes drivmotor,
- styreapparater som tillater igangsetning og stopp av pumpegruppen såvel som regulering av omdreiningshastigheten og eventuelt regulering av innstillingen av de bevegelige skovler (i tilfelle av skruepumper f. eks. med bevegelige skovler),
- en eller flere sugeåpninger som eventuelt er regulerbare,
- en eller flere avløpsåpninger hvor i det minste en del er forsynt med innstillbare hindringer som tillater forandring av åpningens tverrsnitt eller konvergens,
- styreapparater som tillater fjernstyring av innstillingen av de regulerbare hindringer,
- en anordning som tillater å sikre optimal regulering bestemt av de ovenfor viste metoder.

Ifølge oppfinnelsen kan forøvrig til enhver tid denne anordning tenkes anvendt for virkeliggjørelse ikke bare av en nøyaktig optimal lov vedrørende disse fremgangsmåter, men en tilnærmet lov som tar hensyn til egenhetene ved de mekanismer som utgjør fremdriftssystemet (f. eks. trinnvis regulering).

Således kan man til enhver tid ifølge oppfinnelsen begrense variasjonen av strålens tverrsnitt og eventuelt innløpstverrsnittet f. eks. til de maksimale eller minimale verdier på en slik måte at for visse driftsforhold for fartøyet arbeider man med konstante stråle- og innløps-

tverrsnitt. I dette tilfellet blir de kurver som viser konstante tverrsnitt, grenselinjer for pumpearbeidsområde.

Den optimale konjugasjon som tillater regulering av stråletverrsnittet f. eks. som funksjon av pumpegruppens omdreiningshastighet og fartøyets hastighet V kan oppnås manuelt eller automatisk:

a) I tilfelle av en utførelse med manuell konjugasjon er konjugasjonsinnretningen sammensatt av følgende elementer:

— *Måleapparater* omfattende «kaptorer», fjernmålingskjeder, anviserapparater og bestemt for måling av størrelsene for innføring av konjugasjonen (disse størrelser er f. eks. pumpegruppens rotasjonshastighet og fartøyets fremdriftshastighet eller andre størrelser angitt senere).

Disse måleapparater kan være av enhver kjent type sålenge det gjelder kaptorene, målekjedene eller anvisningsapparatene.

— *En abakus (nomogram) eller en kalkulasjonsanordning* beregnet på bestemmelse av den optimale verdi av den størrelse som skal reguleres, (hvilken f. eks. kan være åpnings-tverrsnittet eller en annen størrelse som skal reguleres).

Denne kalkulasjonsinnretning kan være en innretning som forener anvisningsapparatene for innføringsstørrelsene (f. eks. en skala med to kryssende visere hvor det er tegnet inn kurver for like verdier av den størrelse som skal reguleres) eller også en kalkulasjonsinnretning som umiddelbart bearbeider verdien av den størrelse som skal reguleres ut fra verdiene av konjugasjonens innføringsstørrelser fremskaffet ved hjelp av ovennevnte målekjeder.

Denne kalkulasjonsinnretning beregnet på bestemmelse av en funksjon av variable, kan være av en hvilken som helst kjent type, elektrisk, elektronisk, mekanisk, hydraulisk, pneumatisk, osv. Den omfatter vanligvis en kamflate eller en elektrisk kam.

I de tilfelle hvor man anvender en slik automatisk regnemaskin, overfører denne umiddelbart verdien av den størrelse som skal reguleres til et anvisningsapparat og anvisningsapparatene for innføringsstørrelsene er ikke lenger uunnværlige.

Operatøren regulerer fartøyets hastighet ved å påvirke enten gruppens hastighet eller åpningsens tverrsnitt. Han benytter hertil det ene eller det annet av ovenfor nevnte styreorganer. Det skal bemerkes at disse organer kan være automatisk styrt eller ikke.

Operatøren påvirker likeledes den annen styring (åpningstverrsnittet eller gruppens hastighet alt etter som tilfellet er) som funksjon av de anvisninger som er frembragt ved hjelp av nomogrammet eller ved hjelp av regnemaskinen. b) Når det dreier seg om en utførelsesform med *automatisk konjugasjon* er konjugasjonsapparatet sammensatt av følgende elementer:

— *Måleapparater beregnet* for måling av konjugasjonens innføringsstørrelse. Denne måleapparat kan ha samme utførelse som i det foregående tilfelle med manuell konjugasjon. Imidlertid er i dette tilfelle anvisningsappa-

ratene ikke lenger uunnværlige. På den annen side bør målingen frembringe et signal med utgang i kraften og karakteristikkene tilpasset den automatiske regulators karakteristikk som beskrives senere.

— *En automatisk regulator omfattende:*

regnemaskinen som bearbeider den optimale verdi av den størrelse som skal reguleres, den automatiske styring av denne størrelse ved påtrykking av den verdi som er bestemt ved hjelp av regnemaskinen.

Regnemaskinen kan være basert på et av følgende prinsipper: Mekanisk, elektrisk, elektronisk, hydraulisk, pneumatisk osv. Systemet for påtrykking av den størrelse som skal reguleres, kan likeledes være hydraulisk, pneumatisk, elektrisk, elektronisk osv.

Når det gjelder automatisk konjugasjon påvirker operatøren en enkelt styring, som kan være drevet, som funksjon av den hastighet man ønsker å gi fartøyet. Innstillingen av den størrelse som skal reguleres for å oppnå det optimale område foregår da automatisk ved hjelp av den automatiske regulators funksjon.

Rent generelt kan alle de apparater som utgjør organer for måling, regulering eller styring og som er nevnt i foregående beskrivelse, være av kjent og vanligvis anvendt art, basert på mekaniske, hydrauliske, pneumatiske, elektriske, eller elektroniske prinsipper.

Virkemåten for fremdriftsanordningen ifølge oppfinnelsen inkluderer tre slags størrelser:

1. En størrelse som reguleres direkte for å akselerere eller retardere fartøyet. Det er den størrelse operatøren påvirker umiddelbart for å akselerere eller retardere fartøyet eller for å opprettholde en helt bestemt hastighet. Her skal denne størrelse kalles for «akselerasjonsstørrelsen».
2. En størrelse som man må regulere eventuelt automatisk for å oppnå et optimalt område for fremdriften ved anvendelse av fremgangsmåten ifølge oppfinnelsen. Her skal denne størrelse betegnes som «størrelsen for optimale betingelser».
3. Størrelser som det er nødvendig å måle for av dem eventuelt automatisk å avlede den verdi som gis størrelsen for optimale betingelser.

Akselerasjonsstørrelsen kan f. eks. være:

- tilførsel til motoren (tilførsel av væske i tilfelle av en varmekraftmaskin, elektriske størrelser når det gjelder elektriske motorer,
- fremdriftsåpningsens tverrsnitt,
- den kjente verdi av fartøyets hastighet (i tilfelle av tvungen hastighetsstyring).

Størrelsen for optimale tilstander kan være hvilken som helst av de ovenfor definerte størrelser når det samtidig forstås at en og samme størrelse ikke samtidig kan være størrelsen for optimale tilstander og akselerasjonsstørrelsen.

Når man anvender pumper med variable skovler (f. eks. skruerpumper med orienterbare vinger), er der to størrelser for optimale betingelser: Den som er definert ovenfor og dessuten vingenens orienteringsvinkel. I dette tilfelle gir regnemaskinen således også vingenens optimale vinkel.

Størrelsene for innføring av optimale tilstander er alltid minst to i antall. De kan bestå f. eks. av fartøyets hastighet i forbindelse med den ene eller den annen av følgende størrelser:

- pumpens rotasjonshastighet,
- pumpens trykk,
- motorens tilførsel,
- drivanordningens strømføring,
- pumpens befordringshøyde.

De kan likeledes bestå av rotasjonshastigheten kombinert f. eks. med strømføringen, befordringshøyden eller effekten av pumpen.

Når det dreier seg om fartøyer med foranderlig neddykning (f. eks. neddykkbare fartøyer eller fartøyer med bærevinger), er det nødvendig å føre inn en supplerende innføringsstørrelse: Neddykningsdybden eller en størrelse som er en umiddelbar funksjon av denne, som f. eks. det samlede trykk i sugerøret. Denne innføringsstørrelse virker bare i regnemaskinen for de områder som er grenseområder ut fra et kavitasjonssynspunkt.

Beregningsmåten for optimale betingelser som er oppfinnelsens gjenstand er forklart ovenfor ved å ta som akselerasjonsstørrelse pumpens hastighet, som størrelse for optimale forhold stråletverrsnittet og som innføringsstørrelse for beregning av optimale forhold pumpegruppens rotasjonshastighet og båtens hastighet. Muligheten for å anvende andre grupperinger av de ovenfor definerte størrelser fører til forbindelser som er karakteristiske på den ene side for drivsystemets arbeidsmåte, og på den annen side for båtens bevegelse.

Visse funksjoner påvirker beregningen av den optimale konjugasjon, såsom: pumpens forbruk som funksjon av gjennomstrømningen og høyden, kavitasjonsgrensen, belastningstap i åpninger og rørledninger, bremsing frembragt i innløps- og avløpsåpninger osv., bestemmes vanligvis eksperimentelt ved forsøk enten med apparatene i seg selv eller med modeller i liten målestokk, idet slike forsøk vanligvis kan utføres i laboratorium etter kjente fremgangsmåter. Man kan likeledes bestemme konjugasjonslovene ved hjelp av forsøk direkte med drivanordningen montert ombord på fartøyet. Man må da måle for forskjellige verdier av fartøyets hastighet og forskjellige verdier av skyvekraften, forbruket i avhengighet av omdreiningshastighetene og reguleringsorganenes stillinger (innføring, avløp, vinger).

Ved forståelsen av disse forsøk er det ikke lenger nødvendig å gå over de variable Q , H beskrevet i det foregående. Man kan som variabel velge de variable som umiddelbart innvirker på reguleringen. Fremgangsmåtene for oppnåelse av optimale forhold er omstillingen av fremgangsmåtene beskrevet ovenfor.

Tegningenes skjemaer viser noen anvendelseseksempler på fremgangsmåten ifølge oppfinnelsen. I disse skjemaer representerer feltene de forbindelser som følger av virkemåten av de forskjellige organer som danner fremdriftssystemet samt de ligninger som bestemmer fartøyets bevegelse. De linjer som forbinder disse felter representerer størrelser som kommer inn i de forskjellige forhold. På disse linjer er der tegnet

inn piler som alt etter anvendelsen har følgende betydning: Når pilen peker mot feltet, vil dette si at den tilsvarende størrelse betraktes som inngangsstørrelse og motsatt, når pilen peker ut av feltet, betraktes den tilsvarende størrelse i skjemaet som utgangsstørrelse.

Det er grunn til på skjemaene å skjelne mellom størrelsene selv og deres dimensjoner. Størrelsens dimensjon er vanligvis av en annen art enn den målte størrelse og kan selv være bundet ved hjelp av et hvilket som helst forhold forutsatt at dette har dobbelt betydning (f. eks. kan dimensjonen av drivsystemets strømføring Q være et differensialtrykk, kvadratisk funksjon av strømføringen).

Fig. 6 viser et skjema for et fremdriftssystem ifølge oppfinnelsen hvor akselerasjonsstørrelsen er størrelsen av drivmotorens tilførsel og størrelsen for optimale forhold er stråletverrsnittet.

I det viste skjema foregår reguleringen av fartøyets hastighet på følgende måte: Operatøren oppgir den verdi som skal oppnås for pumpegruppens rotasjonshastighet n . Ved utarbeidelsen av denne oppgave kan han ta hensyn til verdien av fartøyets øyeblikkelige hastighet som han kan avlese på den tilsvarende indikator 20. Styreapparatet 21 for motoren sammenligner automatisk den oppgitte verdi av n med den målte verdi av den samme størrelse ved hjelp av apparatet 22 og modifierer følgelig motorens 23 tilførsel. Innstillingen av optimale forhold er manuell: Operatøren avleser på de tilsvarende indikatorer 20 og 24 verdien av V og verdien av n . Derav avleder han ved å benytte nomogrammet 25, den optimale verdi av S . Han oppgir denne verdi av S til apparatet 26 for styring av avløpsstrålens lukkedel. Denne styring som er oppgitt av apparatet 27, bringer automatisk tverrsnittet S for drivsystemets 23 stråle til den oppgitte verdi.

I skjemaet på fig. 7 er akselerasjonsstørrelsen likeledes motorens tilførsel og størrelsen for optimale forhold er stråletverrsnittet. Reguleringen av fartøyets hastighet foregår på samme måte som for systemet vist på fig. 6. Derimot er innstillingen av optimale forhold i dette tilfellet automatisk. Regnemaskinen 28 mottar de målte verdier av rotasjonshastigheten n og fartøyets hastighet V og utarbeider den optimale verdi for S . Denne optimale verdi overføres automatisk til styreanordningen 29 for S , hvilken anordning underligger et prinsipp identisk med det for det foregående skjema som automatisk innstiller verdien av S for drivsystemets 23 stråle for å gi denne den optimale verdi.

På fig. 8 er vist skjemaet for et fremdriftssystem ifølge oppfinnelsen, hvor akselerasjonsstørrelsen er strålens S tverrsnitt, idet størrelsen for de optimale forhold er pumpegruppens rotasjonshastighet. På skjemaet er akselerasjonsstyringen tvungen: Operatøren oppgir den ønskede verdi for V , regulatoren for akselerasjonen 30 sammenligner denne oppgitte verdi med verdien av V målt ved hjelp av apparatet 31 og utarbeider loven for variasjon av S som funksjon av forskjellen.

Denne ordre overføres automatisk til styre-

anordningen 32 for S som i dette tilfelle ikke er direkte underordnet, men styrer tverrsnittet S for fremdriftssystemets 23 stråle.

Frembringelsen av optimale forhold er automatisk og foregår på følgende måte: Regnemaskinen 33 mottar for det første den oppgitte verdi av V gitt av operatøren og for det annet den målte verdi av S som skriver seg fra apparatet 34. Derav avleder dette automatisk den optimale verdi av n som automatisk overføres til styreanordningen 35 for motoren 23. Dette apparat 35 har samme utformning som i de foregående eksempler, det sammenligner den optimale verdi oppgitt av regnemaskinen 33 med den verdi som er målt ved hjelp av apparatet 36 og modifiserer følgelig motorens 23 tilførsel.

Fig. 9 viser et skjema for et fremdriftssystem ifølge oppfinnelsen, hvor akselerasjonsstørrelsen er motorens tilførsel, idet størrelsen for optimale forhold er stråletverrsnittet. Som i det foregående eksempel er styringen av akselerasjonen tvungen: Operatøren oppgir den ønskede verdi med verdien som er målt for V, regulatoren for akselerasjonen sammenligner denne verdi med verdien som er målt for V ved hjelp av apparatet 38 og varierer følgelig ved hjelp av anordningen 39 (ikke tvungen) for styring av motoren, motorens 23 tilførsel.

Oppnåelsen av optimale forhold er automatisk: Regnemaskinen 40 mottar for det første dimensjonen av strømføringen Q for drivsystemet, (målt f. eks. ved hjelp av et differensialtrykk ved hjelp av apparatet 41 og for det annet dimensjonen av hastigheten V gitt ved hjelp av 38. Derav utledes automatisk den optimale verdi for S som overføres automatisk til det tilsvarende styreapparat 42 av tvungen type).

Fig. 10 viser skjemaet for et system som ligner på systemet vist på fig. 9, men hvor der er en supplerende størrelse for optimale forhold, som er innføringstverrsnittet.

Ifølge fig. 11 drives skruerpumpen 50 med skovlene 51 av en motor 52. Ved den viste utførelsesform er motoren 52 en elektromotor og dens turtall reguleres fra en rheostat 53. Motoren 52 kunne selvfølgelig også være av en annen type, f. eks. en forbrenningsmotor med egnet reguleringsinnretning for turtallet.

Innløpsåpningen 54 er ikke regulerbar, mens avløpsåpningens 55 tverrsnitt kan reguleres ved hjelp av klaffene 56.

En innretning ifølge oppfinnelsen for regulering av hastigheten av fartøyer som drives ved hjelp av skruerpumpen 50, hvis gjennomstrømning gjennom avløpsdysen 55 foregår på optimal måte, har en første reguleringsinnretning 57, 58, 53 som er slik innrettet, at den forandrer pumpens 50 omdreiningstall og/eller skovlenes helning i pumpen 50.

Ved det på fig. 11 viste utførelseseksempel er den første reguleringsinnretning 57, 58, 53 innrettet for variasjon av pumpens 50 omdreiningstall, hvis skovler 51 kan være innstillbare eller ikke. Reguleringsinnretningen omfatter en fordeeler 57 som samvirker med en stempelsylinderinnretning 58 som over skyveren 59 innstiller motorens 52 rheostat 53. Innretningen 57, 58, 59, 53 kan ha et tilhørende stabiliseringssystem.

Anordningen ifølge oppfinnelsen omfatter videre en annen reguleringsinnretning 60, 61 for variasjon av avløpsdysens 55 tverrsnitt. Innretningen har en fordeeler 60 som samvirker med en stempel-sylinderinnretning 61, som ved hjelp av klaffene 56 innstiller avløpsdysen 55.

Videre er der anordnet et måleinstrument 62 for fartøyets hastighet, hvilket instrument består av et pitotrør med et tilhørende manometer 63, som er forbundet med et punkt 64 i en styring som skal beskrives i det følgende. Et ytterligere måleinstrument for pumpens 50 gjennomstrømning har en foldebelg 66 som innvendig og utvendig i hvert tilfelle er forbundet over ledninger 67 henholdsvis 68 med to med innbyrdes avstand anordnede punkter 69 og 70 på dysen 54. Belgen 66 er forbundet med et punkt 71 på en styring som skal beskrives mer detaljert nedenfor.

En styreinnsstilling 72 for den ønskede hastighet er forbundet med et punkt 73. En første forbindelse 74, 75, 76, 78, 79 er anordnet mellom punktet 73 på styreinnsstillingen 72 og den første reguleringsinnretning 57, 58, 53 for motorens 52 omdreiningstall. Den består av en kam 74 som samvirker med en kamfølgerdel 75, som er anordnet ved den ene ende av en svingevektarm 76 som ved sin annen ende ved 77 og ved et mellomliggende punkt 78 over et stangsystem 79 er forbundet med fordeleren 57.

En annen forbindelse 81, 82, 80, 83, 84, 85 er på den ene side anordnet mellom de to måleinstrumenter 62 og 65 og på den annen side den annen reguleringsinnretning 60, 61, 56 for avløpsdysens 55 tverrsnitt. Den består av en aksel 80 som ved hjelp av et stangsystem 81 er dreibar fra et punkt 64 som er forbundet med hastighetsmåleinstrumentet 62, og som ved hjelp av et stangsystem 82 er forskyvbart fra punktet 71 som står i forbindelse med gjennomstrømningsmåleinstrumentet 65.

En kamflate 83 er anbragt på akselen 80 og virker sammen med en kamfølgerrulle 84 som over et stangsystem 85 er forbundet med fordeleren 60 og stempelsylinderinnretningen 61. En ytterligere anordnet akselerasjons-reguleringsinnretning 86, 87 virker på den første forbindelse 74, 75, 76, 78, 79 under innflytelse fra hastighetsmåleinstrumentet 62 og har en vektarm 86 og en stang 87 som innbyrdes forbinder punktene 64 og 77. Når fartøyets hastighet er lik V_0 og alle elementer befinner seg i de på fig. 11 viste stillinger og man skal gå over til hastigheten V_1 , innstiller betjeningsmannen hastigheten V_1 ved hjelp av styreinnsstillingen 72.

Styringen 72 dreier kammen 74. Fartøyets hastighet har fortsatt verdien V_0 , punktene 64 og 77 har ennå ikke forandret sin stilling. Dreining av kammen 74 bevirker en forskyvning av kamrullen 75 og dermed på punktet 78 på den flytende vektarm 76. Denne forskyvning fremkaller over 79, 57, 58, 59, 53 en forandring av motorens 52 omdreiningstall.

En forandring av pumpens 50 omdreiningstall bevirker en forandring av pumpens gjennomstrømning og følgelig en forandring av fartøyets hastighet.

Hastighetsmåleinstrumentet 62 og gjennom-

strømningsmåleinstrumentet 65 bevirker en dreining og forskyvning av kammen 83, hvis kamrulle 84 fremkaller en etterfølgende og egnet forandring av avløpsdysens 55 tverrsnitt. Derved fremkommer en optimalisering.

Forskyvningen av punktet 64 bevirker en forskyvning av den ytre ende 77 av den flytende vektarm 76. Denne forskyvning bevirker en forskyvning av det midtre punkt 78, kammen 74 føres slik at stillingen av det midtre punkt 78 tilsvarende fordelerens 57 nøytrale stilling, når fartøyets hastighet er lik den innstilte eller angitte hastighet. Akselerasjonsregulatoren 86, 87 er følgelig så lenge i funksjon til overensstemmelse er oppnådd mellom den målte og den anviste hastighet, idet avløpsåpningens 55 tverrsnitt derved stadig er innstilt på sin optimale verdi.

Det skal bemerkes at innretningen 74, 76, 86, 87 på fig. 11 tilsvarende innretningen 37 på fig. 10, innretningen 57, 58, 53 på fig. 11 svarer til innretningen 30 på fig. 10 og innretningen 81, 82, 80, 83, 84 på fig. 11 svarer til innretningen 40 på fig. 10.

Fig. 12 viser et lignende anlegg og det er anvendt de samme henvisningstall for tilsvarende deler. I dette tilfelle regulerer imidlertid den første reguleringsinnretning helningen av de innstillbare skovler i stedet for pumpens 50 omdreiningstall.

For dette formål virker fordeleren 57 på en skrugegjenge eller en kraftsyylinder 99 som ligger koaksialt i forhold til motoren 52 og bevirker innstilling av skovlene 51.

Arbeidsmåten er den samme som beskrevet i det foregående.

Ved en videre utførelsesform (fig. 13) er innløpsdysen 54 forsynt med et variabelt tverrsnitt på grunn av en svingbar klaff 87, slik at optimaliseringen ikke bare forårsakes ved hjelp av avløpsdysens 55 tverrsnitt, men på samme måte ved hjelp av innløpsdysens 54 tverrsnitt.

En tredje reguleringsinnretning 88, 89 er anordnet for variasjon av klaffens 87 stilling på den måte at variasjon av klaffens 87 stilling forandrer innløpsdysens tverrsnitt. Innretningen består av en fordeler 88 som samvirker med en stempel-sylinderinnretning 89 som betjener klaffen 87.

Akselen 80 bærer en ytterligere kamflate 90 som samvirker med en ytterligere kamrulle 91 som er forbundet med fordeleren 88 og betjeningsinnretningen 89.

Ved den på fig. 13 viste utførelsesform kan den første reguleringsinnretning være av den type som er vist på fig. 11 for regulering av pumpens 50 turtall eller av den type som er vist på fig. 12 for regulering av skovlenes 51 helning.

Det skal bemerkes at innretningen 81, 82, 80, 90, 91 på fig. 13 svarer til innretningen 43 på fig. 10.

Patentkrav:

1. Anordning for regulering av hastigheten for et fartøy med vannstråle-reaksjonsdrift, omfattende en drivmotor, en med denne sammenkoblet skruerpumpe og en fra skruerpumpen matet reaksjonsdrivanordning med innsugningsåp-

ning for vann, vannførende kanal og avløpsåpning for vann, hvor regulering av vannmengden gjennom kanalen skjer ved regulering av pumpens ytelse og/eller regulering av avløpsåpningens tverrsnitt, karakterisert ved en første reguleringsinnretning (57, 58, 59, 53) for regulering av omdreiningstallet for skruerpumpens (50) drivmotor (52) og/eller innstilling ved hjelp av en reguleringsinnretning (86) av skruerpumpens skovler (51), reguleringsinnretninger (60, 61) og/eller (88, 89) for vannløpsåpningens (55) tverrsnitt og/eller vanninnsugningsåpningens (54) tverrsnitt, et første måleinstrument (62) for fartøyets hastighet, et annet måleinstrument (65) for vannmengden gjennom skruerpumpen (50), et styreapparat (72) for innstilling av den ønskede fartøyshastighet, en første forbindelse (74, 75, 76, 78, 79) mellom styreapparatet (72) og den første reguleringsinnretning (57, 58, 59, 53) og en annen forbindelse (71, 82, 80, 81, 83, 84, 85 og/eller 90, 91) som forbinder de to måleinstrumenter (62 og 65) med reguleringsinnretningene (60, 61 og/eller 88, 89), samt en til den første forbindelse (74, 75, 76, 78, 79) koblet reguleringsinnretning (86) med et forbindelsesledd (87) som kan påvirkes fra hastighetsmåleinstrumentet (62) ved innstilling av styreapparatet (72).

2. Anordning ifølge krav 1, karakterisert ved at omdreiningstallet for motoren (52) som tilveiebringer en bestemt ytelse av pumpen (50), styres ved hjelp av reguleringsinnretningen (57, 58, 53).

3. Anordning ifølge krav 1, hvor den motor-drevne pumpe er forsynt med innstillbare skovler, karakterisert ved at reguleringsinnretningen (89) for innstilling av skovlene (51) styres ved hjelp av et element (57) i reguleringsinnretningen (57, 58, 59, 53), idet elementene (58, 53) da utelates.

4. Anordning ifølge krav 1, karakterisert ved at måleinstrumentet (65) for tverrsnittsarealet i pumpekanalen (54, 55) styrer anordninger (56, 87) for forandring av pumpekanalens gjennomløpstverrsnitt.

5. Anordning ifølge krav 1, karakterisert ved at en regnemaskin er forbundet med anordningen for forandring av pumpens arbeidskarakteristikk, med nevnte hastighetsmåleinstrument (62) og pumpemåleinstrumentet (65), idet regnemaskinen er følsom for verdier tilført samme fra hastighetsmåleinstrumentet og pumpemåleinstrumentet for styring av driften og anordningen for forandring av pumpens arbeidskarakteristikk.

6. Anordning ifølge krav 1, karakterisert ved at nevnte regnemaskin er forbundet med anordningen for forandring av pumpens arbeidskarakteristikk og måleinnretningen for åpningstverrsnittet, idet regnemaskinen er følsom for verdier tilført samme fra måleinnretningen for åpningstverrsnittet for å styre driften av anordningen for forandring av pumpens arbeidskarakteristikk.

7. Anordning ifølge krav 1, karakterisert ved at innløpsåpningen (54) for pumpekanalen kan forandres med hensyn til tverrsnittsareal ved hjelp av nevnte anordninger for

forandring av pumpens arbeidskarakteristikk på ring av driften av anordningen for forandring
en slik måte at tverrsnittetsarealet av denne åp- av pumpens arbeidskarakteristikk.
ning får en optimal verdi i forhold til fartøyets
hastighet og pumpens funksjon ved denne far-
tøyhastighet, ved at regnemaskinen er tilkoblet
hastighetsmåleinnretningen (62) og nevnte
pumpemåleinnretning (65) og er følsom for ver-
dier tilført fra disse måleinnretninger for sty-

Anførte publikasjoner:

Fransk patent nr. 1 281 286, tysk patent nr.
169 974, U.S. patent nr. 2 797 659, 3 111 108,
3 140 688.

118696

Fig. 1

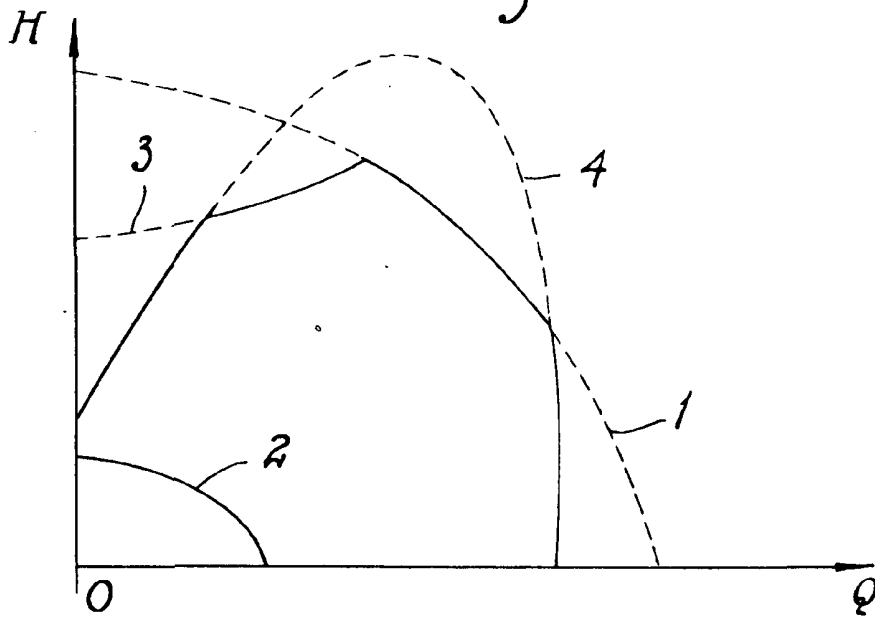


Fig. 2

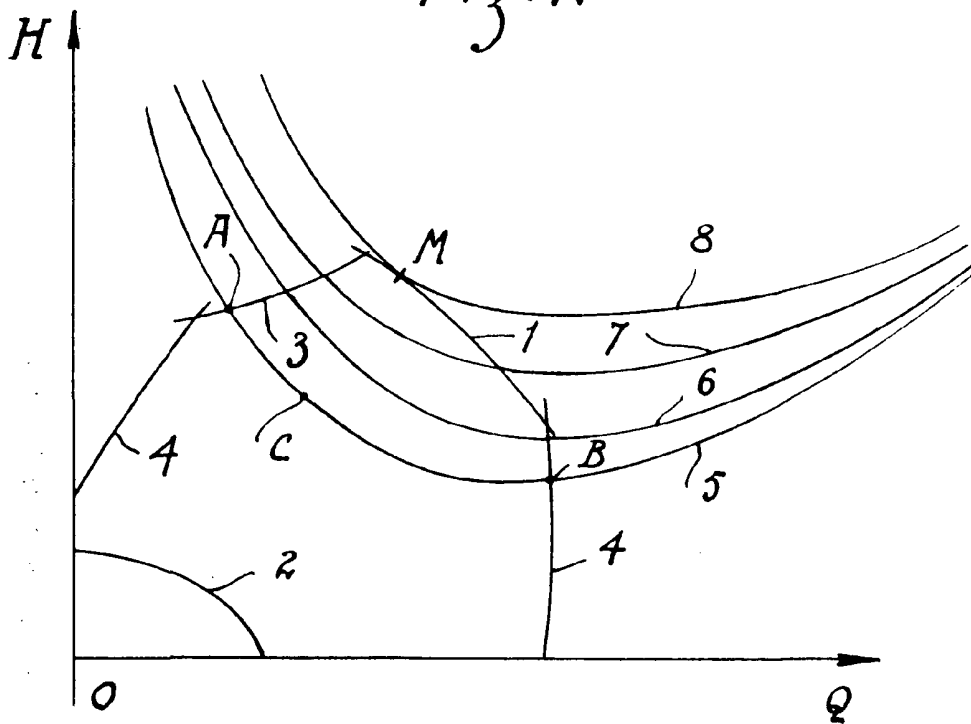


Fig. 3

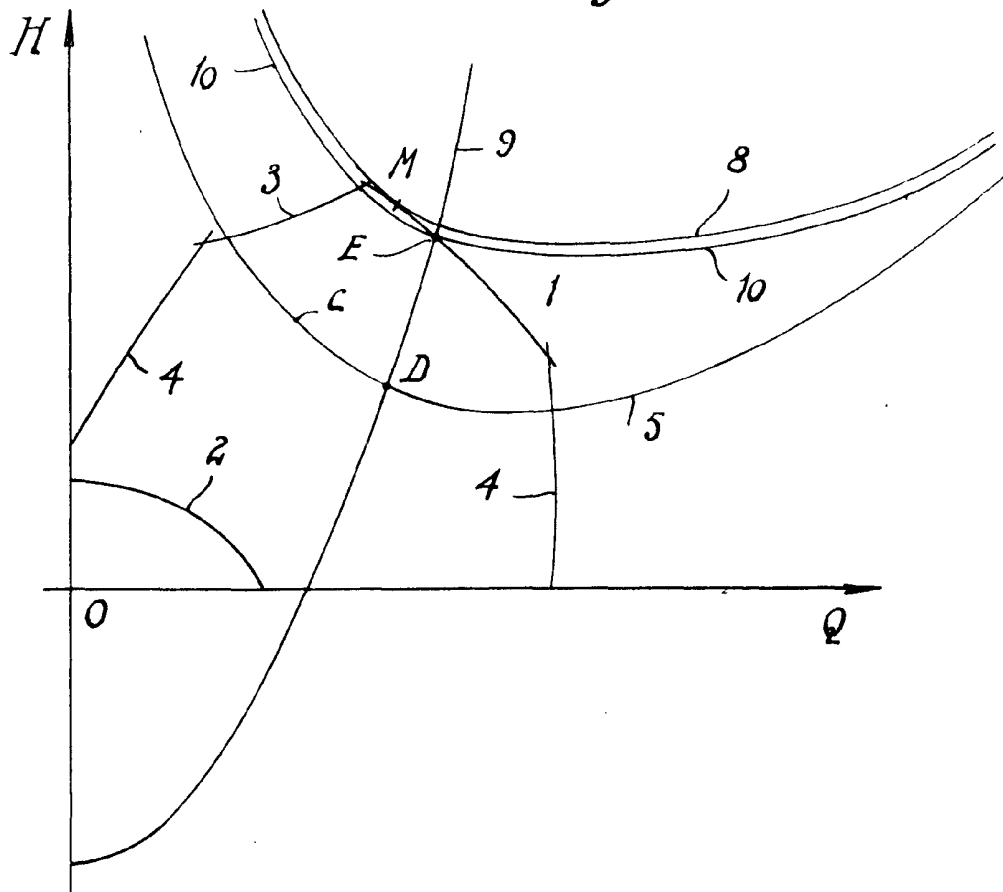
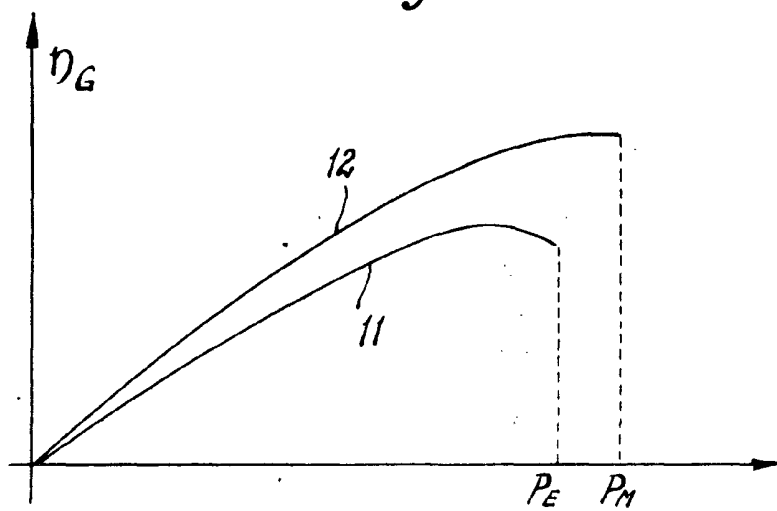
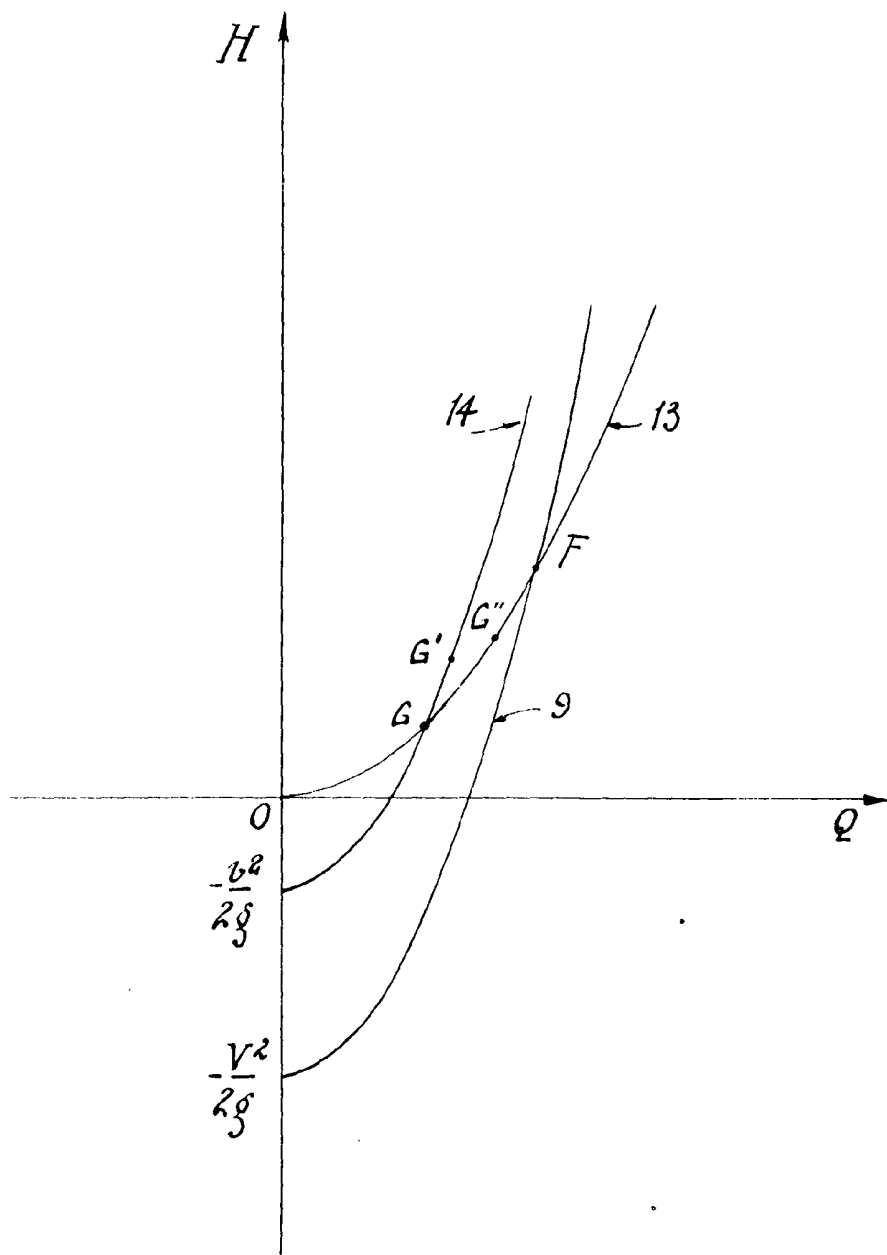


Fig. 4



118696

Fig. 5



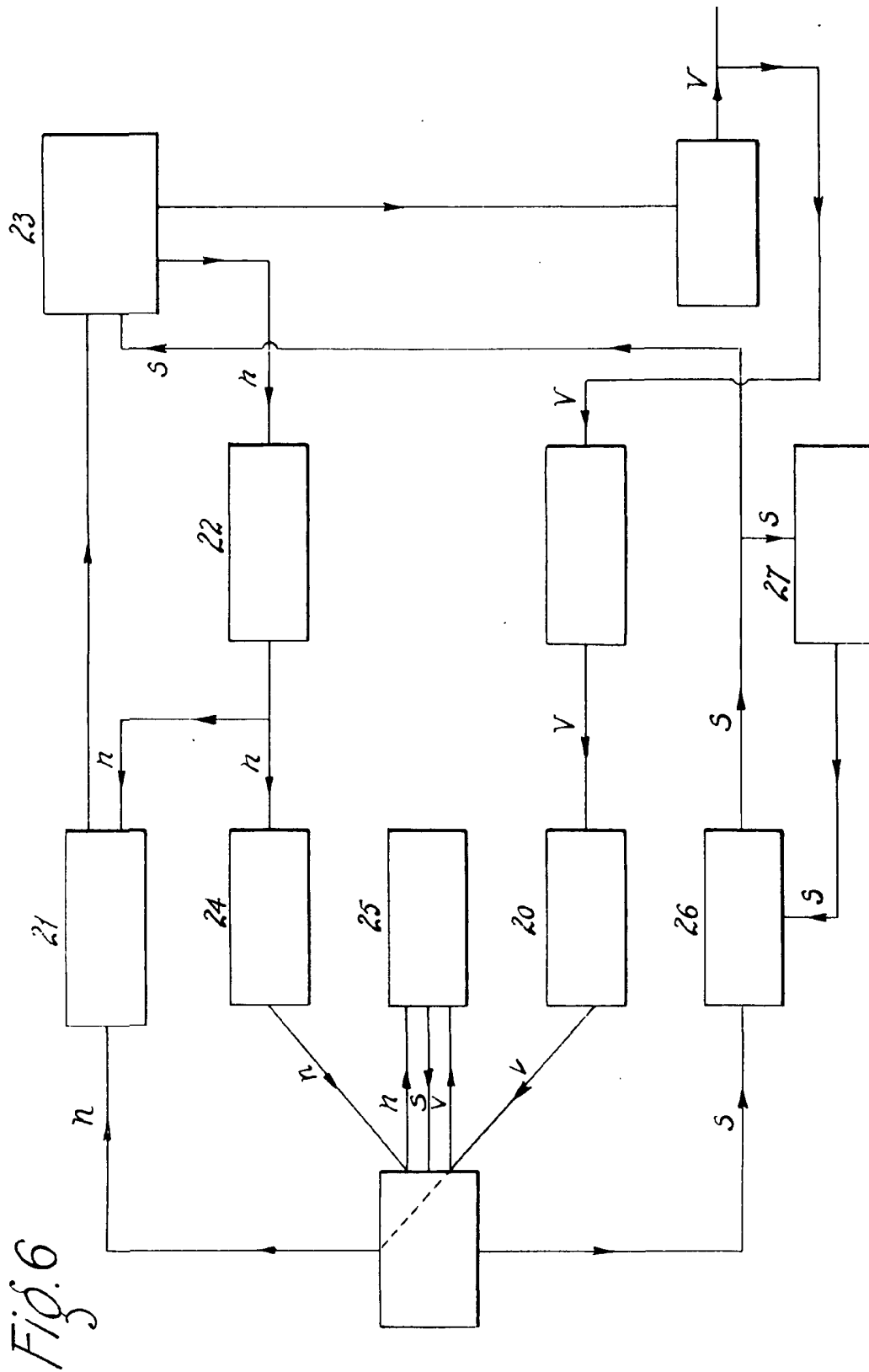


Fig. 6

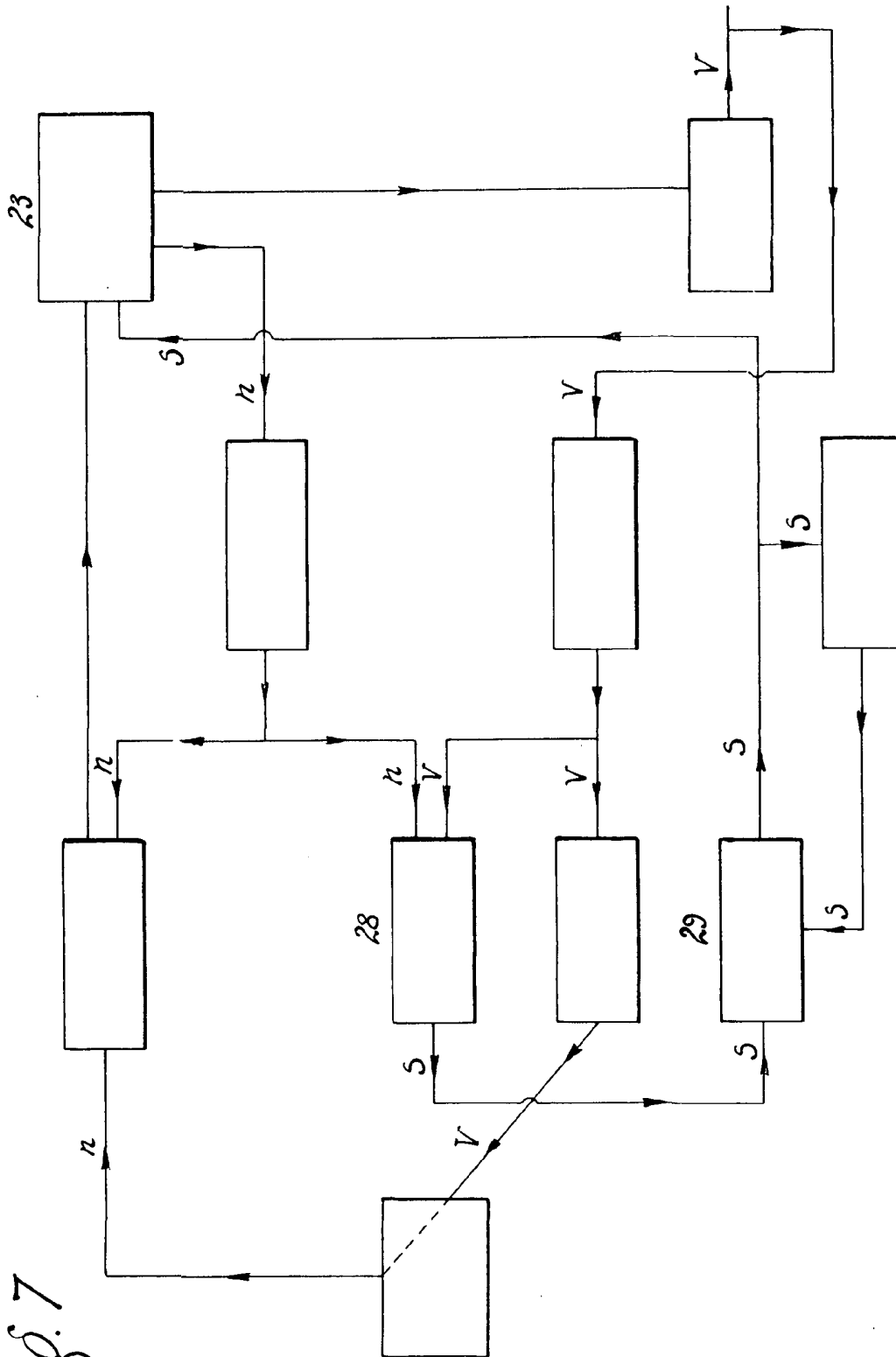


Fig. 7

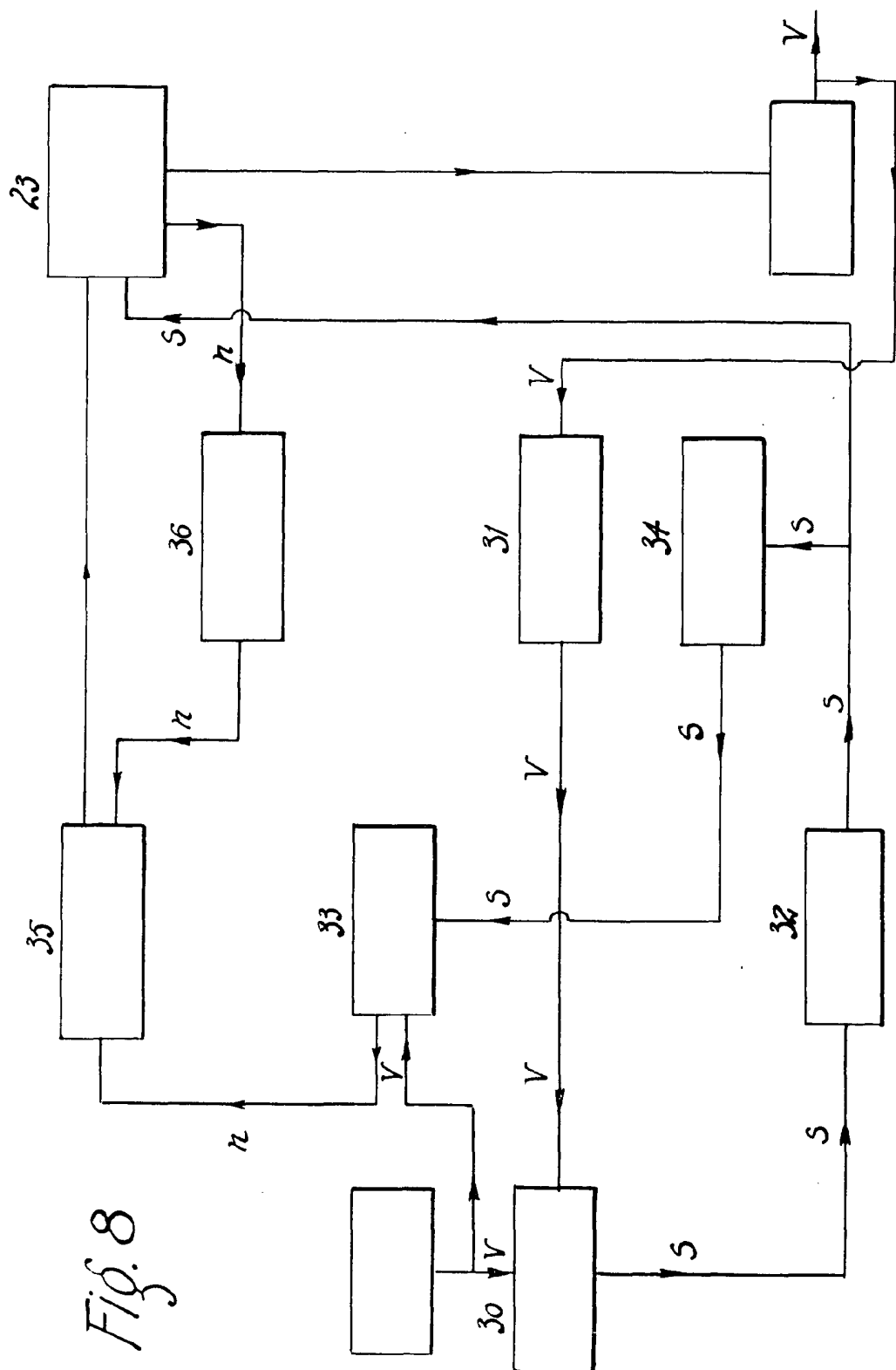
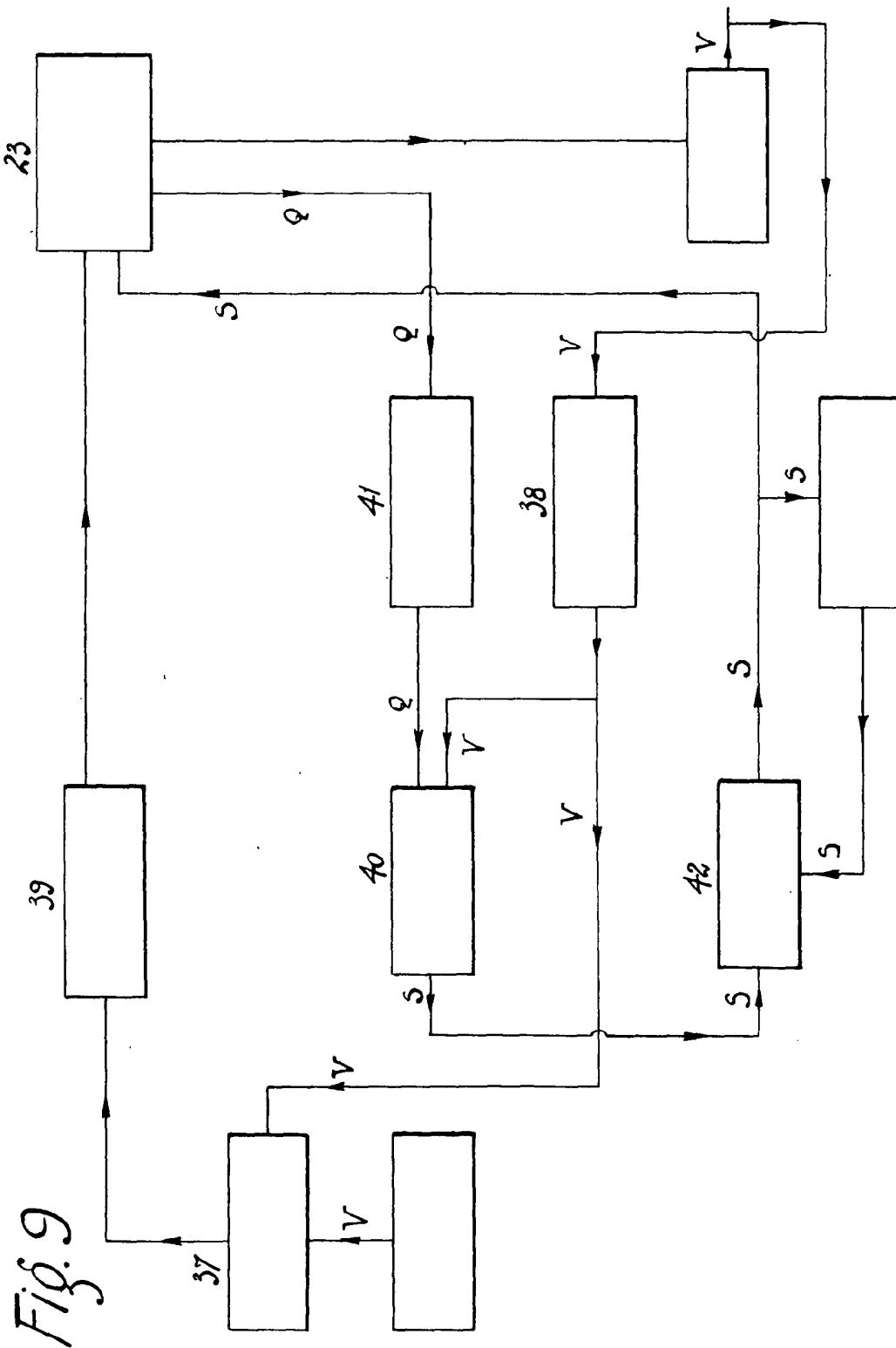
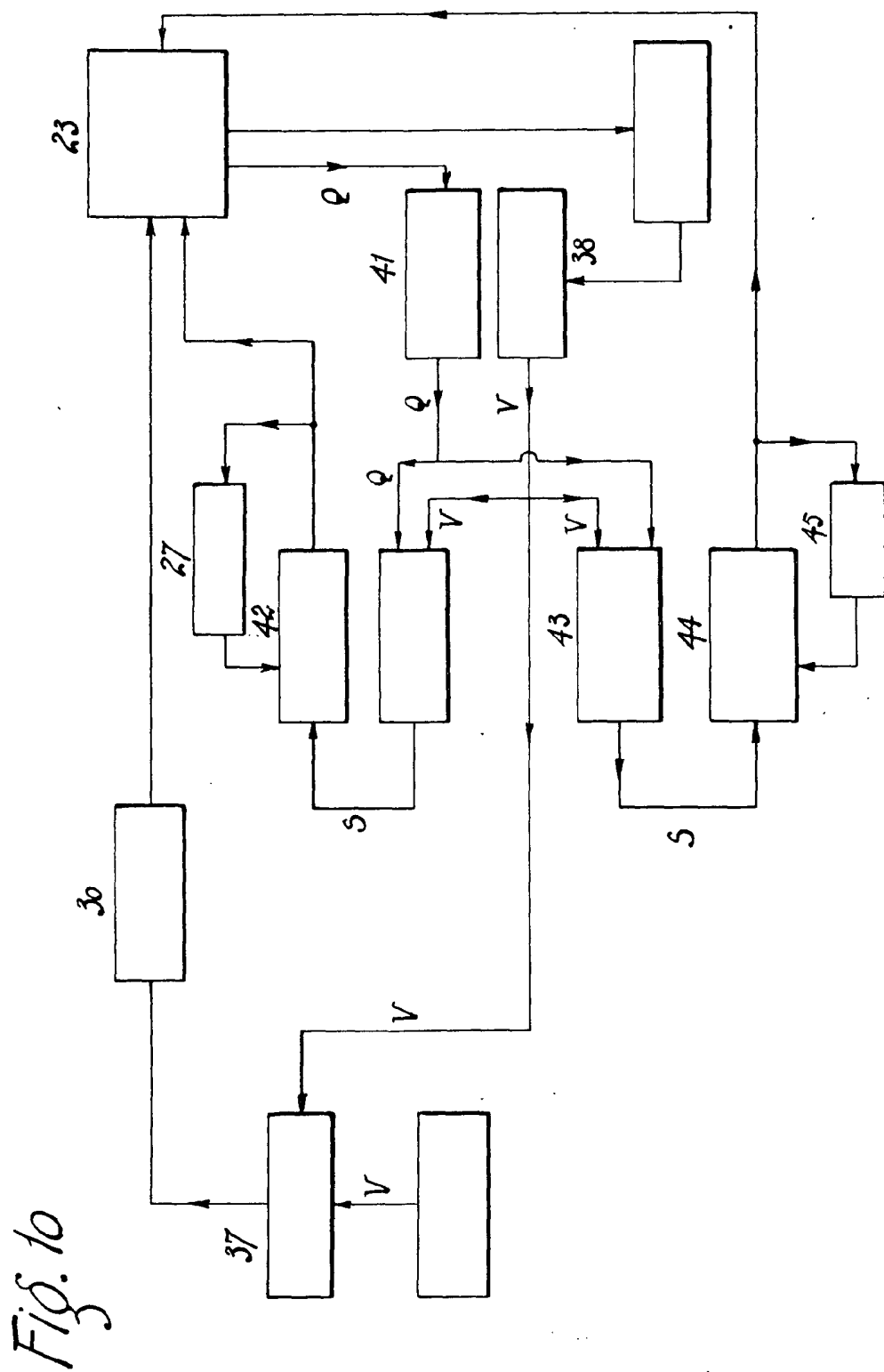


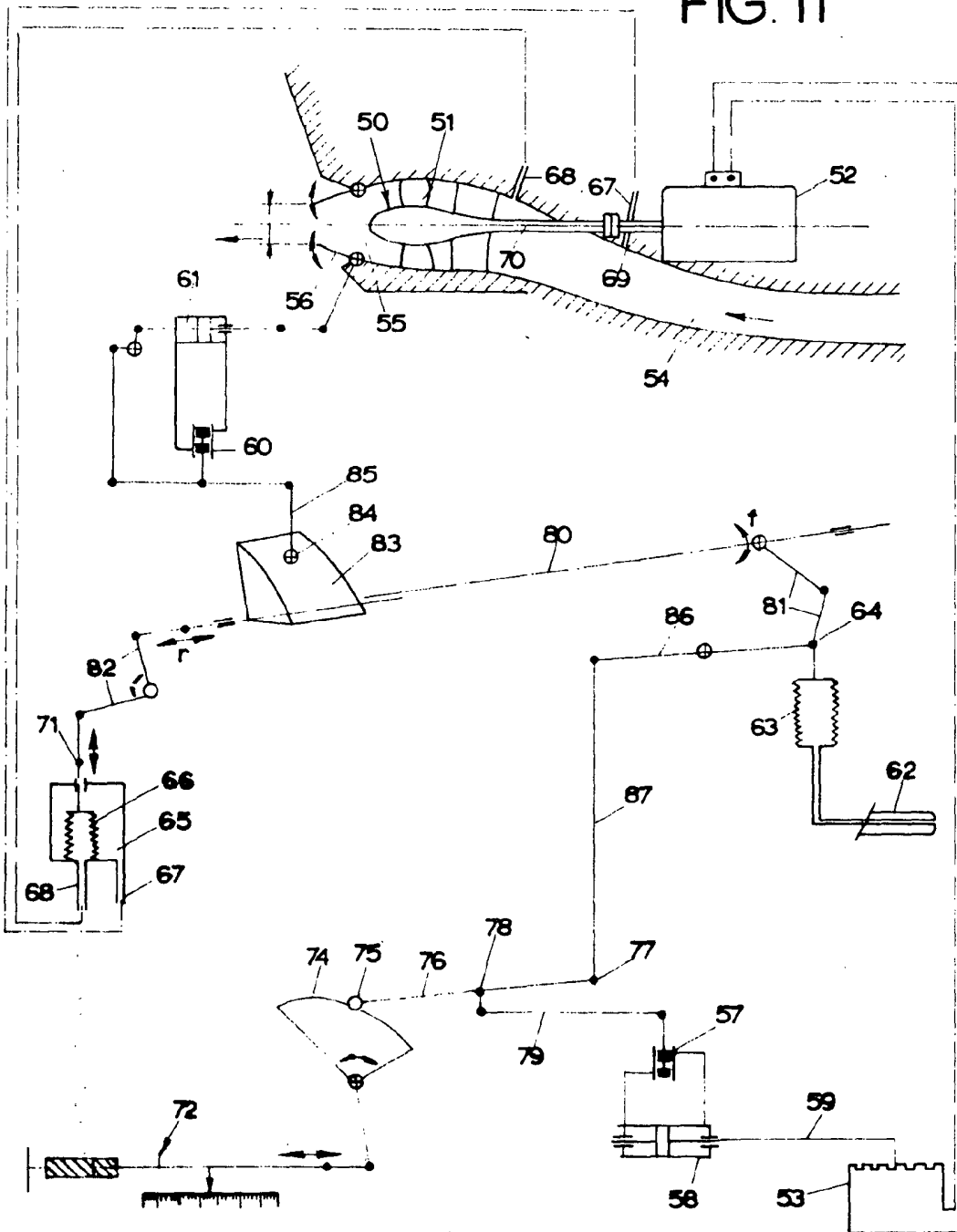
Fig. 8





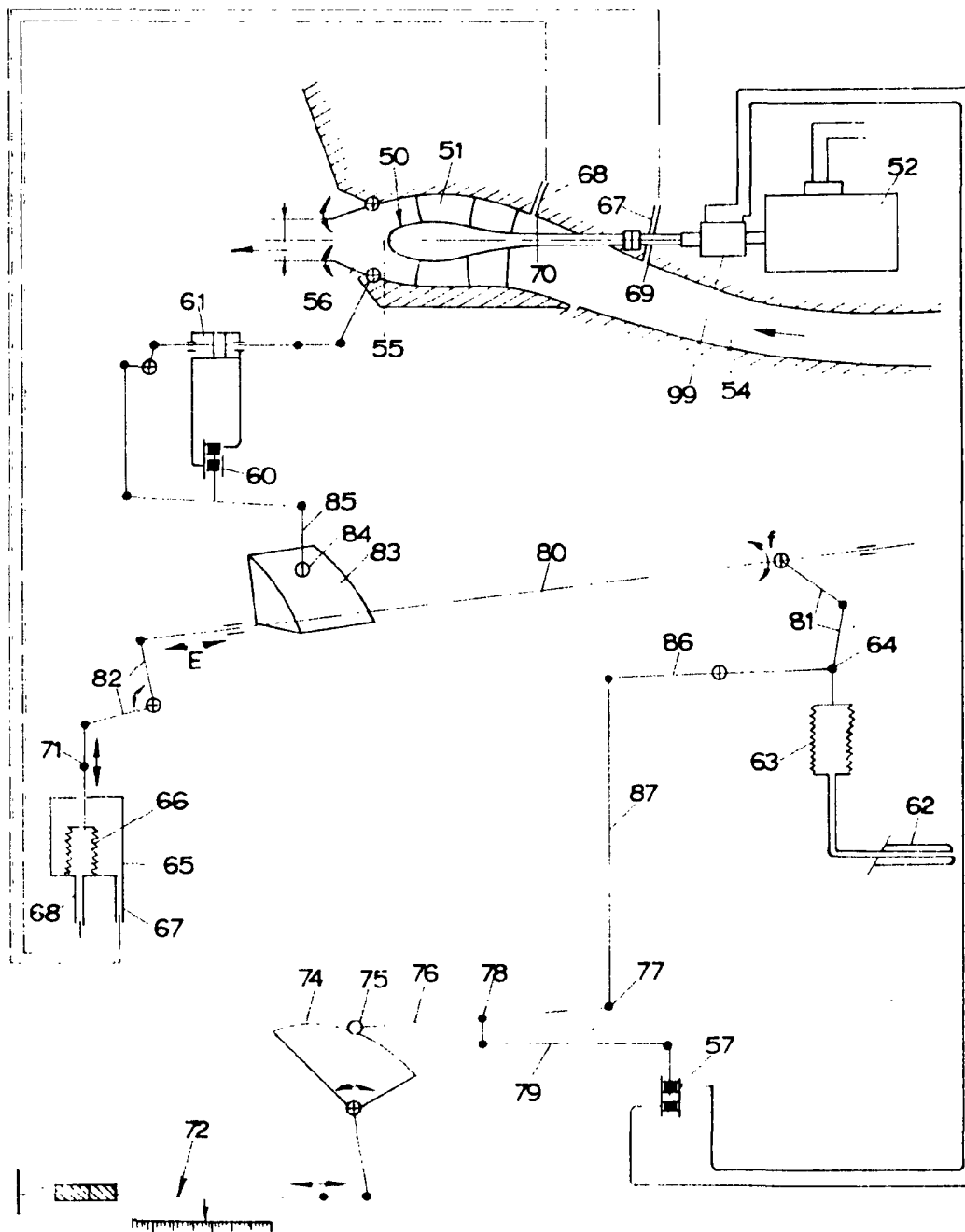
118696

FIG. 11



118696

FIG. 12



118696

FIG. 13

