



(12) SØKNAD

(19) NO

(21) 20161161

(13) A1

NORGE

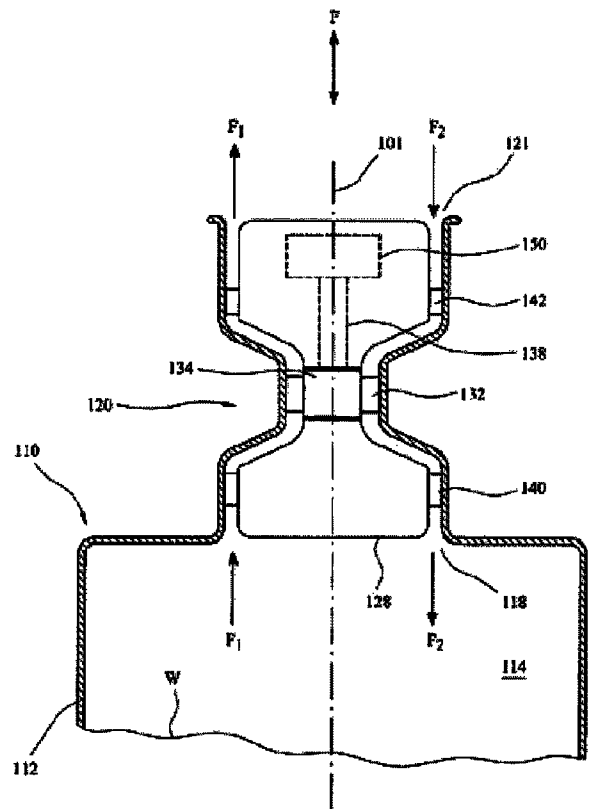
(51) Int Cl.

F03B 13/14 (2006.01)
F03B 13/12 (2006.01)
F01D 1/30 (2006.01)
F01D 1/02 (2006.01)
F15D 1/12 (2006.01)

Patentstyret

(21)	Søknadsnr	20161161	(86)	Int.inng.dag og søknadsnr	2007.07.25 PCT/GB2007/002827
(22)	Inng.dag	2016.07.13	(85)	Videreføringsdag	2016.07.13
(24)	Løpedag	2007.07.25	(30)	Prioritet	2006.07.26, GB, 0614916
(41)	Alm.tilgj	2009.02.25			
(62)	Avdelt fra	20090881, med inndato 2009.02.25			
(73)	Innehaver	Dresser-Rand Company, P.O. Box 560, US-NY14760 OLEAN, USA			
(72)	Oppfinner	Christopher Freeman, Building 52, Cranfield University, GB-MK430AL CRANFIELD,BEDFORDSHIRE, Storbritannia			
		Steven James Herring, Building 52, Cranfield University, GB-MK430AL CRANFIELD,BEDFORDSHIRE, Storbritannia			
		Kevin Banks, Building 52, Cranfield University, GB-MK430AL CRANFIELD,BEDFORDSHIRE, Storbritannia			
(74)	Fullmektig	Onsagers AS, Postboks 1813 Vik, 0123 OSLO, Norge			
(54)	Benevnelse	Aksjonsturbinanordning for toveis strøm			
(57)	Sammendrag				

Det er beskrevet en aksjonsturbinanordning for toveis strøm for bruk med en toveis reverserende strøm gjennom turbinanordningen som har en akse og som omfatter: en rotor dreibart montert for å dreie rundt aksen og med et flertall rotorblader anbrakt perifert rundt rotoren, et første sett av føringsskovler perifert anbrakt rundt aksen for å rette den toveis reverserende strøm til og fra rotorbladene via en første strømningspassasje definert ved en første kanal, og et andre sett av føringsskovler aksielt anbrakt med avstand fra det første sett av føringsskovler og perifert anbrakt rundt aksen for å rette den toveis reverserende strøm til og fra rotorbladene via en andre strømningspassasje definert ved en andre kanal, og der de første og andre sett av føringsskovler er anbrakt ved en større radius enn rotorbladene, slik at de første og andre sett av føringsskovler er radielt forskjøvet fra rotorbladene. En kraftgenerator for oscillerende vannsøyle omfatter en slik turbinanordning.



Oppfinnelsen angår en turbomaskinanordning som kan virke ved toveis strømminger og især en aksjonsturbinanordning for bruk med en toveis strøm. Spesifikt og fortrinnsvis angår den en slik turbinanordning for bruk i et kraftanlegg med oscillerende vannsøyle for å generere elektrisitet fra vannkraft. Turbinanordningen kan imidlertid ha andre anvendelser i forbindelse med fornybar energiforsyning eller mer generelt i andre turbomaskinanvendelser.

Elektriske generatorer som fordeler effekten fra en oscillerende vannsøyle har vært kjent i flere tiår. Generelt omfatter disse generatorene et stort kammer med en første åpning nedsenket under vannivået og en andre åpning som ventilerer til atmosfæren via en turbin. Når bølger med spisser og bølgedaler ankommer kammeret, vil nivået i vannsøylen i kammeret periodisk stige og falle for derved avvekslende å tvinge luft i kammeret ut gjennom turbinen ut i atmosfæren og suge luft fra atmosfæren tilbake gjennom turbinkammeret. Et statig problem med slike generatorer er at de krever turbinanordninger som kan virke og generere elektrisitet fra den reverserende toveis luftstrøm som pumpes av den oscillerende vannsøyle gjennom turbinanordningen.

En type av turbinanordning som kan brukes i en slik generator for oscillerende vannsøyle er en aksjonsturbin. Det grunnleggende prinsipp ved bruk av en aksjonsturbin er at strømmen som energien skal hentes fra først passerer gjennom en rekke dyser som brukes for å akselerere strømmen til rotoren i en passende vinkel, idet rotoren deretter henter ut kinetisk energi fra den akselererte strøm. Et viktig trekk ved en aksjonsturbin eller –maskin, er at det praktisk talt ikke finnes noen endring av det statiske trykk over rotoren (i en reaksjonsturbin vil det statiske trykk avta når fluidet passerer gjennom rotortrinnet). Når strømmen gjennom aksjonsturbinen er ensrettet (hvilket er vanlig), vil turbintrinnet bestå av en dyserekke etterfulgt av en rotorrekke. Hvis det imidlertid er ønskelig å utnytte en aksjonsturbin i en anvendelse hvor strømningsretningen gjennom turbinen periodisk reverseres, for eksempel i en genereringsenhet for oscillerende vannsøyleelektrisitet, vil en rekke av dyser være nødvendig på hver side av rotoren for å frembringe riktige rotortilstander i begge strømningsretninger. Eksempler på slike anordninger, især som brukes i genereringsenhet for oscillerende vannsøyleelektrisitet er beskrevet i GB 1 449 740 og GB 1 500 400.

Et problem med disse anordningene er at hvis dysegeometrien er fast, så er bladene på nedstrømssiden av rotoren ikke riktig tilpasset for å kunne motta rotorutløpsstrømmen. Typisk er den resulterende rotorutløpsstrøm aksial med ingen perifer virvelstrøm eller komponent som kan gi noe trykkfall over rotoren og god rotoreffekt. Dyseføringsskivene nær rotoren står imidlertid i en vinkel i forhold til den

aksiale retningen for å føre den motsatte strøm riktig i en vinkel til rotoren. Størrelsen av strømningsskjevinnstillingsvinkelen for den respektive, reverse strøm kan være stor og føre til et stort trykkfall gjennom nedstrømsdysene og en tilsvarende stor reduksjon i turbinens totale effektivitet. Spissnivået for en stabil strømningseffektivitet typisk i forbindelse med aksjonsturbananordninger med fast geometri for bruk i oscillerende vannsøyleanlegg, er mindre enn 40 %.

Dette problem løses hvis dyseføringsskivene enten er konstruert slik at vinkelinnstillingen av at skivene eller den faktiske geometri av selve skivene endres med strømningsretningen. Den praktiske realisering av slike løsninger fører imidlertid typisk til et behov for kompliserte, mekaniske anordninger for å oppnå de nødvendige geometriske variasjoner. Dette kan igjen føre til betydelig pålitelighets- og vedlikeholdsproblemer når anordningen brukes for å fungere i et stort antall sykluser og/eller blir brukt i et marint miljø. Spisseffektiviteter på mer enn 60 % har imidlertid blitt oppnådd for slike turbintyper med variabel geometri, men disse har blitt assosiert med betydelig vedlikeholds- og pålitelighetsproblemer og har således ikke vært særlig brukt.

Følgelig har utvikling av elektrisitetsgenererende enheter med oscillerende vannsøyle ikke begunstiget bruken av aksjonsturbananordninger. Faktisk, og til tross for enkelte ulemper med aksjonsturbiner, er de ikke brukt i stor utstrekning eller begunstiget generelt og for hydrauliske applikasjoner, og blir bare brukt i spesialapplikasjoner hvor generelt reaksjonsturbananordninger er begunstiget. I særlig utvikling av elektrisitetsgenererende enheter med oscillerende vannsøyle har man konsentrert seg om å bruke Wells-turbiner som er selvrektifiserende og som kan virke og generere elektrisitet fra den reverserende toveis luftstrømmen. I tillegg kan slike Wells-turbiner virke med høy effektivitet på over 50 % under stabile strømningsforhold som har vist spisstabile strømningseffektiviteter med en fast geometri. Imidlertid vil slike turbiner bare virke effektivt over et relativt lite massestrømningsområde og kan således bare effektivt virke over et lite område av bølgeforhold. I tillegg virker Wells-turbiner generelt ved en relativt høy rotasjonshastighet og lavt moment (sammenliknet for eksempel med en aksjonsturbin) og har relativt høye aksiale laster som alle er uønsket for bruk ved en elektrisitetsgenererende enhet med oscillerende vannsøyle.

Det er følgelig ønskelig å tilveiebringe en alternativ mulighet og en forbedret aksjonsturbananordning som kan virke fra den reverserende toveis strømningsforhold som for eksempel blir pumpet av den oscillerende vannsøyle og som tilveiebringer løsning av ovennevnte problem med lav totaleffektivitet når strømmen gjennom en aksjonsturbin periodisk reverseres. Det er også ønskelig å tilveiebringe en forbedret elektrisitetsgenererende enhet med oscillerende vannsøyle som bruker en forbedret turbin. Oppfinnelsen kan generelt bli mer anvendelig og det er generelt ønskelig å tilveie-

bringe en forbedret og/eller alternativ turbomaskinanordning som kan virke med en reverserende toveis strøm.

Ifølge oppfinnelsen er det følgelig tilveiebrakt en aksjonsturbinanordning for toveis strøm som er beskrevet i de vedlagte krav. Det er også tilveiebrakt en kraftgenerator for oscillerende vannsøyle som omfatter en slik aksjonsturbinanordning for toveis strøm som videre er beskrevet i de vedlagte krav.

I en utførelser av et første aspekt ved oppfinnelsen er det tilveiebrakt en aksjonsturbinanordning for toveis strøm for bruk med en toveis reduserende strøm gjennom turbinanordningen. Turbinanordningen har en akse og omfatter en rotor og første og andre sett av føringsskovler perifert anbrakt rundt aksen og anbrakt på en motstående aksial side av rotoren for å føre den toveis roterende strøm til og fra rotorbladene. Rotoren er dreibart montert for å dreie rundt aksen og har flere rotorblader anbrakt perifert rundt rotoren. Føringsskovler er anbrakt i en større radius enn rotorbladene, slik at de blir radialt forskjøvet fra rotorbladene og turbinanordningen omfatter videre første og andre ringformete kanaler anbrakt hhv. mellom første og andre sett av føringsskovler og rotoren for å rette fluid fra føringsskovlene til rotorbladene.

I en slik anordning vil en anordning av hastigheten av strømmen fra rotoren avta før den når føringsskovlene nedstrøms, slik at tap i forbindelse med nedstrømsrotorstrømmen over nedstrømsføringsskovlene blir redusert.

Høyden av den ringformete strømningspassasje av første og andre ringformete kanaler kan være konstant langsetter de ringformete kanaler. Alternativt kan høyden av den ringformete strømningspassasje av første og andre ringformete kanaler variere og især minske i en ende av kanalen nær rotorbladene. Slik variasjon i kanalhøyden vil fortrinnsvis variere vinkelen av strømmen til og fra føringsskovlene, dvs. at den da blir ført til rotorbladene for å minske den nødvendige dreining av rotorens og/eller føringsskovlenes vinkler. Dette kan da minske tapene i forbindelse med nedstrømsstrømmen fra rotoren over føringsskovlene under en revers strøm over føringsskovlene.

I en utførelse av et andre aspekt ved oppfinnelsen er det tilveiebrakt en aksjonsturbinanordning for toveis strøm for bruk med en toveis reduserende strøm gjennom turbinanordningen. Turbinanordningen har en akse og omfatter en rotor og første og andre sett av føringsskovler som er perifert anbrakt rundt aksen og er anbrakt på en motstående aksial side av rotoren for å rette denne toveis reverserende strøm til og fra rotorbladene. Rotoren er dreibart montert for å dreie rundt aksen og har flere rotorblader anordnet perifert rundt rotoren. Minst ett grenselags strømningsstyringsutløp er definert i en føringsskovles overflate av føringsskovlene av minst ett av settene av føringsskovler. Grenselagets strømningsstyreutløp er forbundet

til en fluidkilde for å, under bruk, rette fluidet fra fluidkilden til utløpet over føringsskovlflaten.

Et slikt grenselagsstrømningsstyreløp og føring av fluidet fra fluidkilden til utløpet og overføringsskovlens overflate vil gjenenergisere strømmen over
5 føringsskovlen og redusere separeringen av strømmen og således tilhørende trykktap for derved å forbedre effektiviteten av turbinanordningen.

I en utførelse av et tredje aspekt ved oppfinnelsen er det tilveiebrakt en aksjonsturbinanordning for toveis strøm for bruk med en toveis, reduserende strøm gjennom turbinanordningen. Turbinanordningen har en akse og omfatter en rotor og
10 første og andre sett av føringsskovler perifert anbrakt rundt aksen og anbrakt på en motstående aksial side av rotoren for å føre den toveis reduserende strøm til og fra rotorbladene. Rotoren er dreibart montert for å dreie rundt aksen og har flere rotorblader anbrakt perifert rundt rotoren. Føringsskovlene har en tverrsnittprofil som omfatter en første del innrettet generelt parallelt aksen og en aksial strøm gjennom
15 turbinen, en andre del innrettet i en vinkel i forhold til aksen og aksialstrøm gjennom turbinen og en vendedel anbrakt mellom første og andre deler. En strømningspassasje er avgrenset mellom nærliggende føringsskovler og tverrsnittsarealet av strømningspassasjen avgrenset mellom vendeseksjonen av nærliggende føringsskovler er vesentlig konstant. For å oppnå dette er føringsskovlene især avgrenset av en vegg
20 og mellom vendeseksjonene av nærliggende føringsskovler er avstanden mellom veggene og nærliggende føringsskovler vesentlig konstant.

En slik anordning reduserer strømningsstap i forbindelse med en revers strømoverføringsskovle og derved å forbedre effektiviteten av turbinanordningen.

Vendeseksjonen av skovlene har fortrinnsvis en krumningslinje som er
25 avgrenset av en sirkulær bue som strekker seg over en bestemt vendevinkel av skovlen.

Fortrinnsvis er enden av den andre del en avrundet kant med en radius på mellom 2 og 10 % og mer foretrukket 4,5 % av den aksiale korde av skovlen. Dette reduserer ytterligere strømningsstap i forbindelse med en revers strøm over føringsskovlen for derved ytterligere å forbedre effektiviteten av turbinanordninge.

30 I en utførelse av et fjerde aspekt ved oppfinnelsen er det tilveiebrakt en aksjonsturbinanordning for toveis strøm for bruk med en toveis, reduserende strøm gjennom turbinanordningen. Turbinanordningen har en akse og omfatter en rotor og første og andre sett føringsskovler perifert anbrakt rundt aksen og anbrakt på en motstående aksial side av rotoren for å føre den toveis reverserende strøm til og fra
35 rotorbladene. Rotoren er dreibart montert for å dreie rundt aksen og har flere rotorblader anbrakt perifert rundt rotoren. Rotorbladene har en vendevinkel som er 35 % større enn nødvendig for at et rotorblad kan produsere den aksiale strøm ved driftspunktet for turbinen. Videre har rotorbladet en vendevinkel for å produsere en ikke-aksial utløpsstrøm fra rotoren.

Slik vendeinkel for rotorbladene er ikke konvensjonelt, men minsker innfallsvinkelen på strømføringsskovlen for å redusere tapene i forbindelse med en revers strøm over føringsskovlen for derved å forbedre effektiviteten av turbinanordningen.

5 Fortrinnsvis er vendeinkelen av rotorbladene mellom 70 og 140 grader.

Rotorbladet er fortrinnsvis symmetrisk rundt et plan vinkelrett på aksen og er ført gjennom et aksialt midtpunkt av bladet.

I et annet aspekt ved oppfinnelsen er det tilveiebrakt en kraftgenerator for oscillerende vannsøyle med en slik turbinanordning som beskrevet ovenfor.
 10 Generatoren omfatter et hus som danner et kammer for et fluid som periodisk blir komprimert og ekspandert av den oscillerende vannsøyle. Huset har et utløp for å føre en toveis, reverserende strøm av fluidet periodisk komprimert og ekspandert av den oscillerende vannsøyle, fra huset. Turbinanordningen er forbundet til utløpet og drevet av den toveis reduserende strøm av fluidet fra utløpet. En generator er forbundet til og
 15 drevet av rotoren av turbinanordninge.

En slik kraftgenerator for oscillerende vannsøyle med en slik turbinanordning er mer effektiv enn konvensjonelle anordninger som bruker andre turbinanordninger.

Generelt omfatter den nye aksjonsturbinanordning beskrevet følgende trekk og aspekter som kan brukes separat eller mer foretrukket i kombinasjon med især en
 20 elektrisitetsgenererende enhet for oscillerende vannsøyle eller mer generelt en turbomaskin som kreves å få virke med en reduserende toveis strøm. Disse hovedaspektanordninger er:

A) Ringformete, forskjøyne kanaler som blir brukt for å sette føringsskovlene i en større radius fra rotasjonsaksen enn for rotorbladene,

25 B) En dyse/føringsskovlutforming som er tilpasset for å brukes ved periodisk reduserende strømmer,

C) Bruk av en anordning for å innføre fluid gjennom dyse/føringsskovlflaten for å gjenenergisere grenselaget gjennom grenselagsblåsing,

D) Bruk av et rotorblad konstruert med en ukonvensjonell høy dreievinkel
 30 på opptil 70 grader for eksempel på rotorbladene for å oppnå spisseffektiviteten ved et endelig merkmassestrømningsforhold på typisk 1,0. (Merk: massestrømningsforholdet defineres som forholdet mellom gjennomsnittlig aksial hastighet til turbinen og rotorhastigheten ved midt-spenn og har symbolet ϕ).

Oppfinnelsen skal beskrives nærmere under henvisning til tegningene, der:

35 fig. 1 er et skjematisk riss av en elektrisitetsgenerert enhet for en oscillerende vannsøyle,

fig. 2 er et detaljert riss hvor halvparten av huset er fjernet for å avdekke bladrekkene av en konvensjonell aksjonsturbinanordning for bruk med den

elektrisitetsgenererende enhet for oscillerende vannsøyle med faste føringsskovler for bruk i periodisk reduserende strømmer,

fig. 3 er et skjematisk riss av en elektrisitetsgenererende enhet for oscillerende vannsøyle med en aksjonsturbinanordning i samsvar med oppfinnelsens utførelser,

5 fig. 4 er et mer detaljert riss og halvparten av huset er fjernet for å avdekke bladrekkene av aksjonsturbinanordningen med faste føringsskovler og med ringformete forskjøvete, skovlløse kanaler for bruk i den elektrisitetsgenererende enhet for oscillerende vannsøyle som vist på fig. 3,

fig. 5A-5C er riss i snitt av A-A, B-B og C-C respektivt gjennom skovlene og 10 bladene av aksjonsturbinanordningen vist på fig. 4,

fig. 6 er et mer detaljert riss av den ringformete, forskjøvete skovlløse kanal av aksjonsturbinanordningen vist på fig. 4,

fig. 7 er et mer detaljert riss av føringsskovlprofilen og anbringelse av føringsskovlene av aksjonsturbinanordningen vist på fig. 4,

15 fig. 8 er en rekke gjennomsnittsprofiler gjennom en skovl og som viser skovlseksjonsvridning som kan brukes i føringsskovlprofilene av aksjonsturbinanordningen vist på fig. 4,

fig. 9 er et skjematisk perspektivriiss av en føringsskovlprofil av aksjonsturbinanordningen som vise en vinklet slisse i dens overflate for å forbedre 20 grenselagblåsningen som kan brukes i føringsskovlprofilene i aksjonsturbinanordningen på fig. 4,

fig. 10 er et skjematisk riss i snitt av en rotorbladprofil av aksjonsturbinanordningen vist på fig. 4,

fig. 11 er et skjematisk halvt tverrsnitt gjennom en aksjonsturbinanordning 25 tilsvarende fig. 3 og 4, men som omfatter en anordning for å tilveiebringe fluid for grenselagsblåsning på dysen/føringsskovlbladene ved å hente den fra drivstrømningskilder,

fig. 12 er et skjematisk halvt tverrsnitt gjennom en aksjonsturbinanordning tilsvarende fig. 11, men som omfatter en alternativ anordning for å tilveiebringe fluid 30 for grenselagsblåsning på dysen/føringsskovlbladene ved å bruke innløpet i strømningsringrommet,

fig. 13 er et skjematisk halvt tverrsnitt gjennom en aksjonsturbinanordning tilsvarende fig. 11, men som omfatter enda en alternativ anordning for å tilveiebringe grenselagsblåsning på dysen/føringsskovlbladene med en hjelpekompressor, og

35 fig. 14 er et skjematisk halvriiss gjennom en aksjonsturbinanordning tilsvarende fig. 11, men som omfatter enda en alternativ anordning for å tilveiebringe grenselagsblåsning på dysen/føringsskovlbladene med en bryterregulert fluidforsyning fra en ekstern kilde.

På fig. 1 omfatter en oscillerende elektrisk generator for oscillerende vannsøyle 10 et invertert beholderhus 12 som danner et stort, typisk sylindrisk kammer 14 som omfatter en første åpning 16 nedsenket under vannivået W og en andre åpning 18 som ventilerer til atmosfæren via en luftkanal 19, en turbinsammenstilling 20 montert i luftkanalen 19 og et utløp 21. Når spisser 22 og bølgedaler 24 av bølger når kammeret 14, vil nivået W av vannsøylen i kammeret 14 periodisk stige og falle for derved alternativt å tvinge luft i kammeret 14 til å ventilere via den andre åpning 18 gjennom turbinsammenstillingen 20 til atmosfæren og suge luft fra atmosfæren tilbake gjennom turbinsammenstillingen 20 inn i kammeret 14. Denne toveis strøm F gjennom turbinsammenstillingen 20 driver og dreier en rotor av turbinsammenstillingen som er forbundet via en aksel til en elektrisk generator for å generere elektrisk kraft.

Fig. 2 viser konvensjonell aksjonsturbinsammenstilling 20 som kan brukes i en slik elektrisk generator for en oscillerende vannsøyle 10. Turbinsammenstillingen 20 omfatter et ytre sylindrisk hus 26 og et sylindrisk midtleme 28 montert konsentrisk rundt den sentrale akse 1 av turbinsammenstillingen 20 og i huset 26 som danner en ringformet kanal 30 derimellom. Den ringformete kanal 28 er forbundet i den ene ende til den første åpning 18 av den elektriske generator for oscillerende vannsøyle 10 og inn i den andre til utløpet 21 av generatoren 10 for å føre den toveise strøm F, F1, F2 gjennom turbinsammenstillingen 20. En aksjonsturbinrotorsammenstilling 32 som omfatter et sentralt nav 34 og flere rotorblader 36 anbrakt perifert og montert rundt periferien av navet 34, er dreibart montert i det ytre sylindriske hus 26. Navet 34 er forbundet og montert på en aksel 38 som forbinder rotorsammenstillingen 32 til den elektriske generator. Den ytre periferi av navet 34 står overfor midtlemet 28 for å fortsette den ringformete kanal 28 med rotorbladene 36 anbrakt i og tilpasset den ringformete kanal 28. Et første sett av dyseføringsskovler 40 som danner en statorsammenstilling er montert og perifert anbrakt i den ringformete kanal 28 på den aksiale side av rotorsammenstillingen 32 for å akselerere og føre luftstrømmen i en første retning F1 fra kammeret 14 til bladene 36 av rotorsammenstillingen 32. Likeledes er et andre sett av dyseføringsskovlene 42 som danner en statorsammenstilling perifert anbrakt i den ringformete kanal 28 av den andre motstående aksiale side av rotorsammenstillingen 32 for å akselerere og føre luftstrømmen i en andre retning F2 fra utløpet 21 til bladene 26 av rotorsammenstillingen 32. Skovlene 44 av første og andre sett av dyseføringsskovler 40, 42 er fortrinnsvis innrettet og vinklet for å rette den respektive toveis luftstrøm F, F1, F2 til rotorbladene 36 for å dreie rotorsammenstillingen 32 i samme retning uansett retningen av luftstrømmen F, F1, F2. Skovlene 44 kan konvensjonelt omfatte enkle, bøyde plater for å dreie luftstrømmen og bevirke en perifer virvelkomponent på luftstrømmen F, F1, F2 og tilveiebringe en luftbegrensning for å akselerere luftstrømmen F, F1, F2. Alternativt kan skovlene 44 ha en mer utarbeidet

luftfolieprofil. Dyseføringsskovlene 40, 42 og rotorbladene 36 og den ringformete kanal 28 er alle tilpasset ved samme radius fra midtaksen 1 for å tilveiebringe en generell aksial strømningsbane som er parallell med den sentrale akse 1 av turbinsammenstillingen 20.

5 En slik aksjonsturbinsammenstilling er konvensjonell og tilsvarende den som er beskrevet for eksempel i GB 1 449 740. Som nevnt tidligere har denne turbinanordning 20 en dårlig effektivitet. Dette er hovedsakelig på grunn av at dyseføringsskovlene 40 som kreves og er vinklet for å virke som innløpsføringsskovler for at strømmen av luft i den første retning F1 på rotoren 32 ikke er riktig tilpasset for å kunne motta strømmen
10 av luft F2 fra rotoren 32 når luften strømmer i den andre, motsatte retning F2 og føringsskovlene blir utløpsføringsskovler. Som resultat vil det genereres et stort trykktap nedstrøms av rotoren 32 som fører til dårlig generell effektivitet.

Fig. 3 og 4 viser en elektrisk generator for oscillerende vannsøyle 110 og forbedret turbinsammenstilling 120 i en utførelse av oppfinnelsen. Den elektriske
15 generator 110 og turbinsammenstillingen 120 tilsvarende generelt den som er vist på fig. 1 og 2 og er beskrevet ovenfor. Bare hovedforskjellene vil følgelig bli beskrevet i detalj og like referansenummer utvidet med 100 vil bli brukt for like tilsvarende trekk. Fig. 3 og 4 viser også den elektriske generator 150 som ikke er vist på fig. 1 og 2.

Som vist på fig. 3 og 4 er første og andre sett av dyseføringsskovler 140, 142
20 plassert i en større radius R_v enn rotorbladene 136. Spesifikt er midtpunktet eller midtspennet/midthøyden av rotorbladene 36 ved en radius R_r og midtpunktet eller midtspennet av dyseføringsskovlene 144 er ved en radius R_v fra den sentrale akse. I denne utførelse er første og andre sett av dyseføringsskovler 140, 142 begge anbrakt i den samme radielle avstand R_v fra den sentrale akse. Slangeaktig krummete
25 ringformete og forskjøvne kanaler 146 er forbundet mellom settene av styreføringsskovler 140, 142 og rotorbladene 136 for å rette luftstrømmen F, F1, F2 til og fra føringsskovlene 144 og rotorbladene 136. I denne utførelse holdes strømningspassasjehøyden H_d av de ringformete, forskjøvne kanaler 146 (vinkelrett på kanalveggene) generelt konstant og tilsvarende rotorbladet og dyseføringsskovlen 144 sin
30 radiale høyde H_r , H_v . Som resultat av endringen i radius av det totale tverrsnittsareal av den ringformete strømningspassasje (vinkelrett på den aksiale retning og/eller strømningsretningen) avtar fra dyseføringsskovlen 140, 142 sin ende 152, 154 av de ringformete, forskjøvne kanaler 146 til rotorenden 156 av de ringformete forskjøvne kanaler 146. Dette innebærer, at ved bruk etter å ha skåret gjennom
35 dyseføringsskovlene 144 og etter hvert som strømmen F, F1, F2 blir ført radialt innover mot rotorbladene 136, blir den akselerert og både dens aksiale og virvelhastighet blir økt. Etter at strømmen F, F1, F2 har blitt ført gjennom rotorene 132, blir den ført av den ringformete, forskjøvne kanal 146 radialt utover gjennom og øker det ringformete strømningsareal og passasjen etter hvert som radiusen øker og blir diffusert og

nedvirvlet før den når nedstrømsføringsskovler. Den aksiale og perifere virvelhastighet av strømmen F , F_1 , F_2 blir følgelig redusert. Dette innebærer at relativt langsomt bevegende fluid blir ført ved dyseføringsskovlene 142 som minsker størrelsen av trykktapene (som er proporsjonal med hastighetens kvadrat) som eller kan oppstå og
 5 således blir effektiviteten økt. Økningen i effektiviteten som oppnås, øker etter hvert som forskjellen R_o i radiusens R_v , R_r ved hvilken dyseføringsbladene 144 og rotorbladene 136 er plassert, øker inntil fordelene oppveies av økningen i friksjonsstrømningstapene innenfor de ringformete, forskjøvne kanaler 146.

En del av den ringformete forskjøvne kanal 146 er vist i detalj på fig. 6. Den
 10 ringformete, forskjøvne kanal 146 avgrenses av en krummet vegg 158 av turbinsammenstillingen 120 og den ytre perifere vegg 160 av det indre midtlegemet 128 som danner en ringformet kanal 146 og strømningspassasje derimellom.

En midtlinjepassasje 162 av de ringformete, forskjøvne kanaler 146 defineres av en cosinusfunksjon som deretter skaleres ved å definere lengden L og den
 15 nødvendige, radiale forskyvning R_o av kanalen 146 av rotorbladets radiale høyde H_r . Med midtlinjen definert, holdes den vinkelrette avstand mellom kanalveggene 158, 160 i denne utførelse fortrinnsvis konstant langs kanalens 146 lengde og er lik høyden H_d av strømningsringrommet ved rotoren 132 og dyseføringsskovlene 140, 142. Høyden H_d av strømningsringrommet er lik på både det første sett av dyseføringsskovler 140,
 20 rotorbladene 132 og det andre sett av dyseføringsskovler 142.

Ytelsefordelen som oppstår med å innlemme og bruke de ringformete, forskjøvne kanaler 146 mellom rotoren 132 og dyseføringsskovlene 140, 142 er proporsjonale med mengde diffusjon som kan oppnås mens den tilførte strøm opprettholdes (og unngår strømningsseparering etter hvert som strømmen diffuserer)
 25 og minimere det fuktete overflateareal. I praksis vil disse restriksjonene sannsynligvis føre til at det maksimale strømningsarealforhold blir slik at strømningspassasjearealet av kanalen 146 og føringsskovlenden 152, 154 blir opptil 4 og især opp til 3,5 og mer foretrukket opp til 2,5 ganger strømningspassasjearealet av kanalen 146 ved rotorenden 156. Dette tilsvarer en tilsvarende endring i radius R_v , R_r for den konstante høyde H_d i
 30 kanalen 146, slik at radiusen av skovlens midtspenn blir opp til 4 og især opp til 3,5 og mer foretrukket opp til 2,5 ganger midtspennradiusen av rotoren R_r . Dette tilsvarer også, og gir en typisk forskjøvet avstand R_o og forskjellen i radiene R_r , R_v av midtspennpunktene av rotorbladene 136 og dyseføringsskovlene 144 på opp til 10 eller 12 og mer foretrukket 6 ganger rotorbladets høyder H_r for rotorblader 136 med et
 35 typisk nav til spiss forhold og høyde.

Den aksiale lengde L av den forskjøvne kanal 146 som kreves for å oppnå den ønskete endring i arealforholdet bestemmes ut fra konvensjonelle diffuserkonstruksjonsdata. Generelt reduseres diffusertapene etter hvert som ekspansjonsraten avtar inntil det oppveies av økningen i det fuktete areal. Ideelt er det

ønskelig å få kanalen så kort som mulig og samtidig unngå strømningsseparering som kan oppstå hvis ekspansjonsraten og kanalen 146 er for bratt og for krummet og som kan innføre strømningsstap. I praksis vil sannsynligvis følgelig lengden L sannsynligvis være i området 4-12 og fortrinnsvis 4-8 rotorblad høyder H_r , avhengig av mengden av diffusjon som søkes. Mer spesifikt og fortrinnsvis oppnås diffusjonen og endring i arealet med en kanal 146 med lengde L i den aksiale retning som typisk er fem rotorblad høyder H_r .

Fortrinnsvis er de ringformete, forskjøvne kanaler 146 som vist, skovlløse og er rene kanaler 146 som ganske enkelt kanaliserer strømmen F , F_1 , F_2 radially innover/utover. I enkelte applikasjoner hvor det er ønskelig å ha en svært kompakt anordning hvor endringen i radius R_o utføres i en svært kort aksial lengde L , kan det imidlertid være nødvendig å installere strømningsstyreinnretninger, for eksempel virvelgeneratorer i kanalen 146 for å hindre strømningssepareringer eller at det utvikles svært ikke-ensartete strømmer.

I denne utførelse er de forskjøvne kanaler 146 på hver side av rotoren 132 symmetrisk og settet med dyseføringsskovler 140, 142 av samme radius R_v . I andre utførelser kan det andre sett av dyseføringsskovler 142 og den forskjøvne kanal 146 som fører til dem ha en annen radius og dimensjon siden strømmen F_1 fra kammeret 114 etter en strøm F_2 av luft fra atmosfæren til kammeret 114 slik at hastigheten av strømmen av luft F_1 ut fra turbinsammenstillingen av utløpet 121 er mindre enn strømmen av luft til kammeret 114. Som resultat kan den forskjøvne R_o og dimensjonene av de forskjøvne kanaler 146 korrigeres for å ta hensyn til dette.

Størrelsen av blokkeringen som dyseføringsskovlene 140, 142 representerer og tapene som derved blir knyttet til dette, er på en ikke-lineær måte knyttet til mengden av dreining. Dette innebærer at det er vesentlig fordelaktig å redusere dyseføringsskovlen 144 dreievinkel. Dette kan oppnås ved å gjøre høyden H_d av de forskjøvne kanaler 146 mindre enn føringsskovleenden 152, 154 enn ved rotorenden 156. Hvis spesifikt høyden H_d av kanalen 146 er konstant for en endring i radiusen R_o , vil den aksiale hastighetskomponent og den perifere virvelhastighetskomponent av strømmen F , F_1 , F_2 endres proporsjonalt og vinkelen av strømmen F , F_1 , F_2 i forhold til den aksiale retning ved dyseføringsskovleenden 152 og rotorenden holdes konstant. Hvis imidlertid høyden av kanalen H_d endres, vil de aksiale og perifere komponenter av strømmen F , F_1 , F_2 endres forskjellig og vinkelen av strømmen F , F_1 , F_2 til den aksiale retning kan varieres for å redusere dreiekravet. Især hvis kanalhøyden H_r , H_v , H_d er større enn rotorenden 156 enn ved dyseføringsskovleenden 152, 154 kan strømningsvinkelen med fordel varieres for å redusere dreiningen som kreves av dyseføringsskovlene 144 og således tapene. Imidlertid vil denne endring i kanalhøyden H_d ikke minske endringen i strømningspassasjearealet og således diffuseringsvirkningen og den generelle hastighetsvariasjon og kan føre til et behov for å øke

nav/spissforholdet som begge vil kunne gi redusert ytelse. Det finnes således balanse som bør nås og som innebærer at høyden H_d av kanalen 146 ved dyseføringsskovleenden 152, 154 ikke sannsynligvis blir mindre enn halvparten ved rotorenden 156. For å kompensere for denne endring i kanalhøyden H_d , vil det også
 5 fremgå at den forskjøvne radius R_o og forskjellig radius R_v , R_r av skovlene 140, 142 av rotoren 132 bør kunne varieres for å opprettholde den nødvendige endring i det generelle strømningspassasjeareal og diffusjon.

Under flyttingen av føringsskovlene 140, 142 ut til en større radius R_v enn rotorbladene 136, vil størrelsen av trykktapet reduseres og et større område av
 10 turbulent, separert strøm fremdeles bli produsert rundt de respektive føringsskovler 144 nedstrøms av rotoren 132. Dette innføringstrykket medfører tap og reduserer effektiviteten. Utstrekning av dette området av separert (dvs. turbulent) strøm og tapene som den bevirker, kan reduseres ved å bruke en ny føringsskovlegeometri som er tilpasset for å virke i reverserende strømmer.

15 Konstruksjonskravene for føringsskovlene 144 er følgelig at de kan tilveiebringe en effektiv strømdreining med lite tap når de virker som innløpsføringsskovler i foroverstrømningsretningen for å rette en strøm av luft til rotorbladene 132 og ha egenskaper som minsker påvirkning av strømningssepareringen som oppstår når de virker i en revers retning som utløpsføringsskovler. Især bør
 20 føringsskovlens 144 profil tilveiebringe en effektiv dreining i foroverstrømningsretningen og ha trekk som forbedrer ytelsen når de virker i den omvendte strømningsretning.

Hvis en enkelt bøyd plate er vinklet for å rette en strøm ved rotoren når den virker oppstrøms av rotoren, blir plassert på føringsskovlene 144 vil arealet av
 25 strømningspassasjen mellom nærliggende to føringsskovler avta mot rotoren. Når strømmen reverseres og føringsskovlen befinner seg nedstrøms av rotoren og passasjen mellom denne bøyde plates føringsskovler virker som en svært dårlig diffuser, vil tapene øke. For å forbedre ytelsen når de virker i reversstrømningsretningen, er føringsskovlene 144 konstruert med en profil hvor tverrsnittsarealet av delen av
 30 passasjen mellom skovlene 144 hvor strømmen vender oppstår, holdt nesten konstant. Dette trekk innebærer at når skovlene 144 blir brukt reversstrømningsretningen vil det nesten ikke være noen diffusjon i området hvor strømmen blir dreid, hvilket vil øke utviklingen av separert strøm, idet diffusjonen finner sted i delen av passasjen hvor det ikke finnes noen strøm som dreier.

35 I tillegg holdes lengden av den dreide delen 166 av skovlen så kort som mulig for å minimere den aksiale blokkering av rotorens utløpsstrøm. Føringsskovlene 144 har også relativt stump avrundet bakre kant som minsker påvirkningen fra den høye strøms innfallsvinkel og endres i strømningsretningen. I motsetning til en konvensjonell ensrettet føringsskovle er dette generelt ønskelig for den bakre kant

(nærmere rotoren) og at den har en så skarp profil som mulig og for at den bakre kant av føringskovlen er så tynn som mulig.

En passende føringskovlprofil som oppfyller disse formåler samt retter strømmen av luft til rotorbladene, er vist på fig. 5a, 5c og 7. Fig. 7 viser skovlprofilen av en skovle 144 av det første sett av dyseføringskovler 140 i forhold til strømningsretningene F, F1, F2. Skovlprofilen av skovlene 144 i det andre sett av dyseføringskovler 142 er den samme men med skovlen 144 innrettet i den motsatte, aksiale retning som vist ved å sammenlikne figurene 5a og 5c.

Dyseføringskovlene 144 over snittprofilen omfatter en nesedel 164, en vendeseksjon 166 og en bakre seksjon 168. Neseseksjonen 164 er anbrakt aksialt lengst bort fra rotoren 132 og mot åpningen 118 inn i kammeret 114 eller utløpet 121, avhengig av hvilket dyseføringskovlesett som skovlen blir brukt i. Den bakre del 168 er anbrakt aksialt mot rotoren 132 med den dreierende del 166 mellom nesen 164 og de bakre 168 seksjoner. Profilen av dyseføringskovlebladene 144 er formet ved å blande et antall av geometriske trekk av hver av disse seksjonene sammen.

Den nødvendige profil og dreieseksjonen 166 er konstruert ved å definere størrelsen av dreiningen som kreves som en sirkulær bue 170 som strekker seg over den nødvendige dreievinkel θ for å rette strømmen av luft riktig ved rotorbladene 136 når strømmen (f_1 på fig. 7) er slik at føringskovlen 144 befinner seg oppstrøms av rotorbladene 136. Denne sirkulære bue 170 danner en midtre krummet linje 170 av skovlen 144 og minimerer lengden av den buede del 166. Øvre og nedre flater 172, 174 er anbrakt fra den krummete linje 170 og tykkelsen tv til kordforholdet blir så definert over denne vendeseksjonen for å holde arealet F_p av passasjen mellom den etterfølgende dyseføringskovle 144 over denne vendeseksjonen 166 praktisk talt er konstant. Øvre og nedre flater 172, 174 holdes kontinuerlig glatt ved å definere deres profiler med matematiske funksjoner, cosinus, kubikk og/eller tangentfunksjoner.

Den bakre del 168 omfatter en kort, rett forlengelse av enden av vendeseksjonen 166 med øvre og nedre flate vesentlig parallelle. Den bakre seksjon 168 er fortrinnsvis bare opp til 10 % av den totale skovles aksiale kordlengde, men kan være opp til 30 % eller 50 % av den totale skovles totale kordlengde. Enden av den bakre del 168 blir derved fullført av en relativt stump, avrundet, bakre kant 176 som minsker påvirkningen fra den store strøms innfallsvinkel og endres i strømningsvinkelen når skovlene 144 utsettes for reversstrømmen (F2 på fig. 7). Denne bakre kant 176 kan vises fortrinnsvis omfattende halvsirkulære, bakre kant (19) med en radius R_t mellom 2 og 10 % og mer foretrukket 4,5 % av den aksiale korde.

Nesedelen 164 av skovleprofilen er anbrakt i den krumme linje parallelt med den sentrale akse 101 og i den aksiale retning, slik at det ikke finnes noen krumning av strømmen over neseseksjonen 164. Neseseksjonen 164 har en relativt fin (dvs. at relativt lang) elliptisk eller annen passende profil som danner en økende

strømningspassasje mellom nærliggende skovle 144 for å tilveiebringe en gradvis påkrevd posisjon for reversstrømmen når skovlen 144 utsettes for reversstrømmen (F2 på fig. 7) og nedstrøms av rotoren 132. Den maksimale tykkelse T_{vmax} av skovlen 144 og finhetsforholdet av den elliptiske nese 164 for punktet av en maksimal tykkelse
 5 bestemmes av tykkelsen av den bakre kant 176, vendeseksjonen 166 og endevinkelen θ og kravet til å opprettholde en konstant strømningspassasjeareal F_p av vendeseksjonen 166.

Den resulterende skovles profil 144 er vist på fig. 7 er relativt tykk og har en relativt stor maksimumstykkelse. Denne geometri har den fordel at det blir betydelig
 10 innvendig volum som kan utnyttes enten for å tjene som et plenumskammer for luft brukt for blåsing (beskrevet nedenfor) eller romme aktuatormekanismer i forbindelse med et blad med variabel geometri.

I den foretrukne anordning som vist, er arealet av strømningspassasjen vesentlig konstant over både vendeseksjonen 166 og den bakre seksjon 168 og med
 15 arealet bare varierende og økende over nese 164. Følgelig vil diffusjon av strømmen F , F_1 , F_2 bare oppstå over nese 164 av skovlen 144.

Når strøm gjennom en aksjonsturbin øker, vil generelt effektiviteten øke inntil det nås en spiss hvoretter det finnes en forsiktig minskning med ytterligere økning i strømningsraten. Dette innebærer at for å oppnå en høy effektivitet over en
 20 reverserende syklus, bør turbinen kjøres i en tilstand med stor massestrømsrate for å minimere tiden som brukes for å bruke den ved liten massestrømsrate og lav effektivitet. For å oppfylle foregående krav, blir kravene til konstruksjonen således å oppnå et konstruksjonspunkt for høy massestrømningsforhold, dvs. en gjennomsnittlig aksial hastighet/rotasjonshastighet ved midtspennet på $\phi = 1,0$ for eksempel basert på
 25 bladgeometrier. Dette kan stå i motsetning til konvensjonelle aksjonsturbinanordninger og rotorkonstruksjoner og vendevinkler α som har et konstruksjonspunkt for massestrømsforhold på for eksempel $\phi = 0,4$.

I konvensjonelle installasjoner, virker en aksjonsturbin med største effektivitet når utløpsstrømmen fra rotoren er aksial og følgelig blir turbiner vanligvis konstruert
 30 for å nærme seg dette forhold ved deres konstruksjonspunkt. Når vi har en føringskovl 140, 142 nedstrøms av rotorutløpet som tilfellet med den reverserende strøm og rotoren 132 sin utløpsstrøm er nær aksial, blir strømningsinnfallsvinkelen til føringskovlen 144 satt høy og fører til svært stor strømningsseparering. Utstrekningen av denne separering kan reduseres ved å minske innfallsvinkelen av rotoren 132 sin utløpsstrøm
 35 til føringskovlene 140, 142 nedstrøms. Følgelig er det fordelaktig å øke rotorbladet 132 vendevinkel med noen få grader, for eksempel 3-5 grader utenfor det som strengt kreves ved konstruksjonspunktet (opp til maksimalt 70 graders total dreining), slik at en vinklet strøm blir levert til rotoren 132. Dette minsker innpassvinkelen av strømmen fra rotoren 132 på skovlene 144 nedstrøms av rotoren 132. Følgelig har rotorbladet 136

fortrinnsvis en høyere vendeinkel enn det som vanligvis brukes. Selv om dette fører til en liten reduksjon i rotorens 132 ytelse, blir dette mer enn kompensert for av reduksjonen i tap som skyldes en litt bedre strømningstilpasning til føringskovlene 140, 142.

5 For å maksimere effektiviteten for at turbinen kan hente ut så mye arbeid som mulig fra luftstrømmen som passerer gjennom den, er det ønskelig å oppnå en liten virvelutløpsstrøm fra turbinsammenstillingen 120. Dette innebærer at det blir ønskelig å oppnå et relativt høyt lastet rotorprofil hvilket fører til relativt store vendeinkler for føringskovlen 144 og rotorbladet 146, typisk større enn 45 grader. Dette, og det
10 faktum at skovlens 144 vendeinkler kan reduseres (som beskrevet ovenfor) ved å bruke forskjøvede kanaler 146 med varierende høyde H_d , vil vendeinklene θ typisk være i området 35-70 grader og et tilsvarende rotorblad 136 vendeinkel α i området 35-70 grader forutsatt en generell rotorblad 136 vendeinkel på mellom 70-140 grader (dvs. 2α) siden rotoren er symmetrisk rundt sin akse i midtplanet.

15 Med andre ord blir rotoren 132 og især vendeinkelen α av rotorbladet 136 konstruert for å frembringe en ikke-aksial utløpsstrøm og ha (ved konstruksjonsdriftspunktet) en perifer virvelkomponent for å redusere feiltilpasningen i utløpsstrømmen med skovleprofilen som vender mot den nærliggende rotor 132. Dette kan stå i motsetning til typiske rotorkonstruksjoner for aksjonsturbiner som er
20 konstruert for å ha en trekkaksial strøm ved konstruksjonsdriftspunktet. Følgelig blir rotoren 132 og rotorbladets profil og især vendeinkelen konfigurert for å bli mer lastet og ha en større massestrømningsrate enn i tilfellet med typisk ren aksjonsturbine. Rotoren 132 er følgelig ifølge oppfinnelsen ikke en ren aksjonsprofil, men har et lite trykkfall over rotoren 132 for å produsere en ikke-aksial utløpsstrøm. Selv om dette
25 minsker effektiviteten av rotoren 132, blir det kompensert for ved en reduksjon i tap tilknyttet utstrømmens feiltilpasning til føringskovlen 144, siden den ikke-aksiale utløpsstrøm ikke er feiltilpasset til skovleprofilen og gir en total forbedring i effektivitet. Generelt blir rotorkonstruksjonen (og vendeinkelen) fortrinnsvis optimert og satt slik at graden av virvling og perifer hastighetskomponenten ved
30 konstruksjonsstrømningsraten blir slik at tapene tilknyttet rotorens utløp på grunn av at utløpsstrømmen har en slik virvelkomponent, blir lik reduksjonen i tapet tilknyttet strømmen over føringskovlen 144 som skyldes at utløpsstrømmen har en virvelkomponent og som står i en vinkel snarere enn å være aksial.

Rotorbladprofilen i en utførelse av oppfinnelsen er vist på fig. 10 og defineres
35 av en sirkulær buet krumningslinje 180 og en tykkelse. Rotorbladet 136 er fortrinnsvis symmetrisk over dens radiale høyde rundt midtlinjen. Den sirkulære bue 180 danner vendeinkelen α av rotorbladet 136. Det skal bemerkes at den totale dreiningsvinkel av rotorbladet 136 faktisk er to ganger α siden bladprofilen er symmetrisk. Trykk- og sugeflatene 182, 184 blir deretter definert av paraboliske kurver gjennom fremre 186

og bakre 188 kantpunkter og punktene med maksimal tykkelse midt på korden. Profildefinisjonen fullføres ved å bruke angitte radier (som er avhengige av fremstillingsforhold) til de fremre og bakre kanter 186, 188.

I tillegg til bruk av en ny profil, kan ytelser av dyseføringsskovlen 144 og/eller rotorbladene 136 forbedres ved å gjøre dem tredimensjonale for bedre å passe dem til de lokale strømningsforhold som endrer radiusen. Dette innebærer at mens profilen av dysen/føringsskovlebladene holdes slik langs deres spenning, blir seksjonene som omfatter skovlen/bladet ved forskjellige radier vridd og perifere og aksiale forflytninger (skråning og sveip) blir innført for å dreie seksjonene og stable deres sentroider på en tredimensjonal, matematisk funksjon snarere enn å stable deres sentroider langs en rett, radial linje. Bruken av en slik tredimensjonal aerodynamisk konstruksjonsoptimering av føringsbladet og rotorbladprofilene er svært fordelaktig i situasjoner hvor egenskapene ved forover- og reversstrøm er forskjellig som for eksempel skyldes forskjellen i tetthet mellom luftstrømmen fra kammeret 114 og fra atmosfæren til kammeret 114. Vridning, skråning og sveip som kan tilføres en seksjon er vist på fig. 8. I tillegg kan profilen av skovlene 144 og rotorbladene 136 også variere over hele den radiale lengde og spenn.

Det er kjent at strømningssepareringen kan reduseres eller hindres ved å innføre fluid gjennom vedkommende overflate for å gjenenergisere grenselaget gjennom grenselagsblåsing og oppnå en netto økning i ytelse. Fluidets massestrømningsrate som kreves for å gjøre dette er typisk relativt liten sammen med den totale massestrømningsrate gjennom turbinen. Følgelig kan en reenergisering av fluidstrømmen rettes over dyseføringsskovlene 144 når dyseføringsskovlen 144 er nedstrøms av rotoren 132 for å gjenenergisere grenselaget over dyseføringsskovlen 144 og styre og redusere strømningssepareringen som oppstår under reversstrømmen over dyseføringsskovlen 144 når dyseføringsskovlen 144 er nedstrøms av rotoren 132. Som vist på fig. 9 kan dette oppnås ved å tilveiebringe en tynn slisse 190 nær den bakre kant 176 av skovlen 144, hvorfra en stråle av fluid kan støtes ut når skovlen 144 utsettes for en revers strøm og strømmen er slik at skovlen 144 befinner seg nedstrøms av rotoren 132. Slissen 190 er anordnet i en vinkel, typisk omtrent 45 grader i forhold til tangenten til den lokale overflatehelning. For å oppnå størst effekt, ligger slissen 190 typisk på den bakre kant 176 (som i reversstrømmen blir en fremre kant) og strømningssepareringspunktet når skovlen 144 virker som nedstrømsføringsskovle 144. For å romme slissen 190 og en passende kanalisering i skovlen 144 for å tilføre fluid til slissen 190, er den bakre kant 176 gjort relativt tykk. For å bli effektiv må hastigheten av fluidstrømmen fra slissen være høyere enn den lokale frie strøms hastighet over skovlen og typisk i området 1.1 til 1.3 ganger den frie strøms hastighet.

Fluidstrømmen som kreves for å produsere grenselagsstyringen kan tilveiebringes på passende måte. For eksempel også som vist på fig. 14, kan fluidet

leveres fra en egen kilde med trykkluft 200 via en passende ventil 202, en plenum og en manifold 204 rundt et sett av dyseføringsskovler hvorfra den vil kunne sendes i rør via flere forsyningskanaler 206 til den enkelte skovl 144 og slissene 190 av hver skovle. Kilden for trykkfluidet har fortrinnsvis trekk som er tilstrekkelig for å levere en fluidstrøm fra slissen 190 med ønsket hastighet, typisk 1.1 til 3 ganger den frie strøms hastighet og blir således bestemt av slissens areal og må være større enn det statiske trykk ved skovlen 144. Svitsjeventilen 202 blir regulert slik at den bare leverer blåsefluid til slissene 190 når det er reversstrøm (F2 i tilfellet med det første sett av føringsskovler 140) gjennom turbinsammenstillingen 120 og over de respektive skovler 144. Det vil fremgå at blåsefluidforsinkningen på fig. 14 for det første sett av dyseføringsskovlen 140 er vist og at en tilsvarende fluidforsyningsordning er tilveiebrakt for det andre sett av dyseføringsskovler 142.

Hvis trykkfallet alternativt over turbinen er tilstrekkelig stor, kan denne brukes for å levere blåsefluidet ved å levere fluidet fra foran oppstrømsføringsskovlene 142 til nedstrømsskovlene enten ved å ta flere strømmer fra strømningskildene eller ved å bruke inntak (slik som for eksempel av Pitot-typen) i strømningsringrommet for å avtappe den nødvendige blåsestrøm. Fortrinnsvis i en slik anordning vil en trykkforskjell som kan forårsake en passende blåsestrøm bare finnes der hvor den passende strøm F1, F2 finnes gjennom turbinen 120. Når hovedstrømmen F, F1, F2 reverserer, vil en reversblåsestrøm inn i slissen 190 og ut av inntaket ikke oppstå siden slissen 190 er på kanten av skovlen 144 nær rotoren 132 og således den bakre kant og trykket ved den bakre kant og slissen 190 er lik nedstrømstrykket ved den motstående side av den motstående skovle og hovedtrykkfallet av en aksjonsturbin oppstår og innløps/oppstrømsføringsskovlen. Følgelig vil en slik passiv blåseanordning automatisk levere blåsefluid til den passende føringsskovl for den gjeldende retning av hovedstrømmen F1, F2 uten behov for en svitsjeanordning 202. Dette vil fortrinnsvis frembringe et passivt blåsesystem uten bevegelige deler. Slike anordninger er vist på fig. 11 og 12.

I blåseanordningen på fig. 11 er den ekstra fluidstrøm fra det første sett av skovlene 140 tatt fra atmosfæren via et andre innløp 208 og kanalen 210 for å overføre fluid til plenum 204 rundt det første sett av dyseføringsskovler 140 hvorfra den blir sendt 206 til de enkelte skovler 144 og spisser 190. Blåseanordningen for det andre sett av skovler 142 er ikke vist på fig. 11, men er likt, selv om tilleggsfluidstrømmen i dette tilfellet tar kammeret 114 av den elektriske generator for oscillerende vannsøyle 110.

I blåseanordningen på fig. 12, som er den foretrukne anordning, for å levere fluid til et første sett av skovler 140 er brukt i reversstrøm F2, blir et Pitot-inntak 212 anbrakt i strømningspassasjen 228 for det andre sett av dyseføringsskovler 142. Denne er forbundet til en kanal 210 for å overføre fluid rundt det andre sett av dyseføringsskovlene 140 nedstrøms av det andre sett av dyseføringsskovler 142 og til

den andre side av rotoren 132 og til plenum 204 hvorfra den blir ført 206 til de enkelte skovler 144 og slisser 190 av det første sett skovler 140. Blåseanordningen for det andre sett av skovler 142 er ikke vist på fig. 12, men likner, selv om den ekstra fluidstrøm i dette tilfellet tas fra et Pitot-innløp 212 anbrakt i strømningspassasjen 228 foran det første sett av dyseføringsskovler 142. Den er forbundet til en kanal for å overføre fluid rundt det første sett av dyseføringsskovlene og innføre nedstrøms av det første sett av dyseføringsskovler 142 til den andre side av rotoren 132 til plenum 204 hvorfra den blir ført 206 til de enkelte skovler 144 og slisser 190 av det andre sett av dyseføringsskovler 142.

Hvis trykkforskjellen i en bestemt anvendelse er for liten til å pumpe den nødvendige massestrømningsrate av blåseluft, kan en liten kompressor 214 brukes i systemet som vist på fig. 13 for å øke trykket av den avledete luft. Slik pumpe 214 kan likeledes brukes i anordningen på fig. 11. Bruken av en slik pumpe 214 er likevel mindre ønskelig siden den øker kompleksiteten og også krever et svitsjet system for passende å bruke pumpen 214.

Det vil også fremgå at slissene 190 kan erstattes i andre utførelser av en rekke små hull eller forskjellige slisser for å tilveiebringe flere avstandsliggende stråler med blåsefluid over skovlene. Dette kan redusere kravene til blåsefluid og/eller øke effektiviteten som kan oppnås for en gitt blåsestrømningsrate.

Oppfinnelsen som beskrevet består av en ny aksjonsturbinanordning som tilveiebringer løsning på ovennevnte problem i forbindelse med lav totaleffektivitet når strømmen gjennom en aksjonsturbin periodisk reverseres og en turbin 120 i samsvar med en bestemt utførelse av oppfinnelsen kan tilveiebringe en forbedret effektivitet på 75 % eller mer. Som resultat av en slik aksjonsturbinanordning ifølge oppfinnelsen kan praktiseres og med fordel brukes for eksempel i et kraftgenereringssystem for oscillerende vannsøyle. Aksjonsturbinanordningen har også andre fordeler i forhold til andre typer turbinanordninger, for eksempel av Welsh-typen som vanligvis brukes i en slik anvendelse med en relativt lav rotasjonshastighet, høye momentegenskaper sammenliknet med for eksempel en liknende Welsh-turbin av samme kapasitet og ingen (eller liten) aksial operasjonsbelastning. Aksjonsturbinanordningene i de foretrukne utførelser har også en fast geometri og bare en hovedbevegende del nemlig rotoren.

Som beskrevet egner aksjonsturbinanordningen 120 seg især for bruk i forbindelse med en genereringsenhet for oscillerende vannsøyle 110 som kan brukes i andre applikasjoner hvor en strøm gjennom en aksjonsturbinanordning 120 periodisk reverseres.

Det vil også fremgå at den nøyaktige geometri av turbinanordningene 120 og især den nøyaktige profil og dimensjonene av skovlene 144 og bladet 136 vil være bestemt av detaljene i den spesifikke anvendelse og slik de er beskrevet her under

henvisning til typiske verdier av viktige parametere. Selv om beskrivelsen bare refererer til bruken av en enkelt rekke og sett av dyseføringsskovler 140, 142 på hver side av en rotor 132 med en enkel bladrekke, kan disse videre meget godt kunne erstattes av flere bladrekker og rekker av føringsskovler.

5 Prinsippene og bruksmåten av oppfinnelsen har blitt forklart og vist i sin foretrukne utførelse. Imidlertid vil det fremgå at oppfinnelsen kan praktiseres på annen måte enn det som spesifikt er forklart og vist uten at dens ånd eller omfang fravikes.

10 Ytterligere trekk og kombinasjoner av trekk ved det som er beskrevet, fremgår av de nedenstående, nummererte aspekter. Aspektene er en del av patentbeskrivelsen og skal ikke forveksles med patentkrav.

Aspekt 1. Aksjonsturbinanordning for toveis strøm for bruk med en toveis reverserende strøm gjennom turbinanordningen som har en akse og som omfatter:

15 en rotor dreibart montert for å dreie rundt aksen og med flere rotorblader anbrakt perifert rundt rotoren,

et første sett av føringsskovler perifert anbrakt rundt aksen og anbrakt på en aksial side av rotoren for å rette den toveis reverserende strøm til og fra rotorbladene, og

20 et andre sett av føringsskover perifert anbrakt rundt aksen og anbrakt på en motstående aksial side av rotoren for å rette den toveis reverserende strøm til og fra rotorbladene, og

første og andre ringformete kanaler anbrakt hhv. mellom første og andre sett av føringsskovler og rotoren for å rette fluid fra føringsskoblene til rotorbladene,

25 der føringsskoblene er anbrakt i en større radius enn rotorbladene, slik at de er radialt forskjøvet fra rotorbladene.

Aspekt 2. Turbinanordning ifølge aspekt 1, hvor den radialt forskjøvne avstand av føringsskoblene fra rotorbladene er 6 ganger den radiale høyde av rotorbladene.

30 Aspekt 3. Turbinanordning ifølge ett av de foregående aspekter, hvor de første og andre ringformete kanaler har en aksial lengde på mellom 4 til 12 ganger rotorbladets radiale høyde.

Aspekt 4. Turbinanordning ifølge ett av de foregående aspekter, hvor den radiale høyde av en ringformet strømningspassasje av de første og andre ringformete kanaler i en ende av kanalen nær rotorbladene tilsvarer rotorbladets radiale høyde.

35 Aspekt 5. Turbinanordning ifølge ett av de foregående aspekter, hvor høyden av den ringformete strømningspassasje av de første og andre ringformete kanaler er konstant langsetter de ringformete kanaler.

Aspekt 6. Turbinanordning ifølge ett av aspektene 1-4, hvor høyden av den ringformete strømningspassasje av første og andre ringformete kanaler er mindre ved én ende av kanalene nær føringsskovlene enn ved en ende av kanalen nær rotorbladene.

Aspekt 7. Turbinanordning ifølge aspekt 6, hvor høyden av den ringformete strømningspassasje av første og andre ringformete kanaler ved en ende av kanalene nær føringsskovlene er større enn halve høyden av den ringformete strømningspassasje av første og andre ringformete kanaler ved en ende av kanalen nær rotorbladene.

Aspekt 8. Turbinanordning ifølge ett av de foregående aspekter, hvor et strømningspassasjeareal av første og andre ringformete kanaler ved en ende av kanalene nær føringsskovlene er større enn et strømningspassasjeareal av første og andre ringformete kanaler ved en ende av kanalene nær rotoren.

Aspekt 9. Turbinanordning ifølge aspekt 8, hvor strømningspassasjearealet av første og andre ringformete kanaler ved en ende av kanalene nær føringsskovlene er opp til 4 ganger større enn strømningspassasjearealet av første og andre ringformete kanaler ved en ende av kanalene nær rotoren.

Aspekt 10. Turbinanordning ifølge aspekt 8, hvor strømningspassasjearealet av første og andre ringformete kanaler ved en ende av kanalene nær føringsskovlene er opp til 2,5 ganger større enn strømningspassasjearealet av første og andre ringformete kanaler ved en ende av kanalene nær rotoren.

Aspekt 11. Aksjonsturbinanordning med toveis strøm for bruk med en toveis reverserende strøm gjennom turbinanordningen, idet turbinanordningen har en akse og omfatter:

en rotor dreibart montert for å dreie rundt aksens og med flere rotorblader anbrakt perifert rundt rotoren,

et første sett av føringsskovler perifert anbrakt rundt aksens og anbrakt på en aksial side av rotoren for å rette den toveis reverserende strøm til og fra rotorbladene, og

et andre sett av føringsskovler perifert anbrakt rundt aksens og anbrakt på en motstående aksial side av rotoren for å rette den toveis reduserende strøm til og fra rotorbladene,

der minst ett grenselagstrømningsstyreløp er avgrenset i en føringsskovlflate av føringsskovlene av minst ett sett av føringsskovler, idet grenselagets strømningsstyreløp er forbundet til en fluidkilde som, ved bruk, retter fluid fra fluidkilden til utløpet og over føringsskovlflaten.

Aspekt 12. Turbinanordning ifølge aspekt 11, hvor det minst ene grenselags strømningsstyreløp omfatter en slisse i føringsskovlflaten av føringsskovlene.

Aspekt 13. Turbinanordning ifølge aspekt 11 eller 12, hvor det minst ene grenselags strømningsstyreløp omfatter flere slisser i føringsskovlflaten av føringsskovlene.

Aspekt 14. Turbinanordning ifølge aspekt 11, hvor minst ett grenselags strømningsstyreutløp omfatter flere åpninger i føringsskovlflaten av føringsskovlene.

Aspekt 15. Turbinanordning ifølge aspekt 11-14, hvor minst ett grenselags strømningsstyreutløp er anbrakt mot en roterende av føringsskovlen nærmere rotoren.

5 Aspekt 16. Turbinanordning ifølge aspekt 11-15, hvor fluidkilden omfatter minst ett innløp og en kanal for å avlede en del av fluidet som strømmer gjennom turbinkanalen til det minst ene grenselagsstrømningsstyreutløp.

Aspekt 17. Turbinanordning ifølge aspekt 16, omfattende et første innløp og kanal for å avlede en del av fluidet som strømmer gjennom turbinkanalen til det minst ene grenselagsstrømningsstyreutløp av det første sett av føringsskovler, og et andre innløp og kanal for å avlede en del av fluidet som strømmer gjennom turbinkanalen til det minst ene grenselagsstyreutløp av det andre sett av føringsskovler.

Aspekt 18. Turbinanordning ifølge aspekt 17, hvor det første innløp er anbrakt på en motstående aksial side av rotoren til det første sett av føringsskovler, og det andre innløp er anbrakt på en motstående aksial side av rotoren til det andre sett av føringsskovler og det andre sett av føringsskovler.

Aspekt 19. Turbinanordning ifølge aspekt 18, hvor det første innløp er anbrakt på en motstående, aksial side av det andre sett av føringsskovler til rotoren, og det andre innløp er anbrakt på en motstående aksial side av det første sett av føringsskovler til rotoren.

Aspekt 20. Turbinanordning ifølge ett av aspektene 16-19, hvor minst ett innløp omfatter et Pitot-innløp anbrakt i en strømningspassasje gjennom turbinanordningen.

Aspekt 21. Turbinanordning ifølge ett av aspektene 11-20, hvor fluidkilden omfatter en pumpe.

Aspekt 22. Turbinanordning ifølge ett av aspektene 11-21, hvor fluidkilden omfatter minst en ventil for å styre strømmen av fluid fra fluidkilden til minst ett grenselagsstrømningsstyreutløp og over føringsskovleflaten.

Aspekt 23. Aksjonsturbinanordning for toveis strøm for bruk med en toveis, reverserende strøm gjennom turbinanordningen, idet turbinanordningen har en akse og omfatter:

en rotor dreibart montert for å dreie rundt akselen og med flere rotorblader anbrakt perifert rundt rotoren,

et første sett av føringsskovler perifert anbrakt rundt akselen og anbrakt på en aksial side av rotoren for å rette den toveis reverserende strøm til og fra rotorbladene, og et andre sett av føringsskovler perifert anbrakt rundt akselen og anbrakt på en motstående aksial side av rotoren for å rette den toveis reverserende strøm til og fra rotorbladene,

der strømningspassasjen er avgrenset mellom nærliggende føringsskovler, og føringsskovlene har en tverrsnittprofil som omfatter en første del innrettet generelt parallelt med aksen og en aksial strøm gjennom turbinen, en andre del innrettet i en vinkel i forhold til aksen og en aksial strøm gjennom turbinen, og en vendedel er
 5 anbrakt mellom første og andre deler, og

der tverrsnittsarealet av strømningspassasjen avgrenset mellom vendeseksjonene av nærliggende føringsskovler er vesentlig konstant.

Aspekt 24. Turbinanordning ifølge aspekt 23, hvor føringsskovlene er avgrenset av en vegg, og bredden av strømningspassasjen mellom veggene av
 10 nærliggende føringsskovler over vendeseksjonen er vesentlig konstant.

Aspekt 25. Turbinanordning ifølge aspekt 23 eller 24, hvor vendeseksjonen av skovlene har en krum linje definert av en sirkulær bue.

Aspekt 26. Turbinanordning ifølge aspekt 25, hvor den sirkulære bue strekker seg over en bestemt vendeinkel av skovlen.

15 Aspekt 27. Turbinanordning ifølge aspekt 26, hvor den bestemte vendeinkel av skovlen er mellom 35 og 70 grader i forhold til den aksial retning.

Aspekt 28. Turbinanordning ifølge ett av aspektene 23-27, hvor den første seksjon har en elleptisk tverrsnittprofil.

Aspekt 29. Turbinanordning ifølge ett av aspektene 23-28, hvor andre del
 20 omfatter opp til 30 % og fortrinnsvis opp til 10 % av den aksiale korde av skovlen.

Aspekt 30. Turbinanordning ifølge ett av aspektene 23-29, hvor enden av den andre del har en avrundet kant med en radius på mellom 2 og 10 % og fortrinnsvis 4,5 % av den aksiale korde av skovlen.

Aspekt 31. Aksjonsturbinanordning for toveis strøm for bruk med en toveis,
 25 reverserende strøm gjennom turbinanordninger, idet turbinanordningen har en akse og omfattende:

en rotor dreibart montert for å dreie rundt aksen og med flere rotorblader anbrakt perifert rundt rotoren,

et første sett av føringsskovler perifert anbrakt rundt aksen og anbrakt på en
 30 aksial side av rotoren for å rette den toveis reverserende strøm til og fra rotorbladene, og

et andre sett av føringsskovler perifert anbrakt rundt aksen og anbrakt på en motstående, aksial side av rotoren for å rette den toveis reverserende strøm til og fra rotorbladene,

35 der rotorbladene har en vendeinkel som er 3-5 ° større enn nødvendig for at rotorbladet skal produsere en aksial strøm ved driftspunktet for turbinen.

Aspekt 32. Turbinanordning ifølge aspekt 31, hvor vendeinkelen av rotorbladene er mellom 70 og 140 grader.

Aspekt 33. Turbinanordning ifølge aspekt 31 eller 32, hvor rotorbladene har en vendeinkel for å produsere under bruk, en ikke-aksial utløpsstrøm fra rotoren.

Aspekt 34. Turbinanordning ifølge ett av aspektene 31-33, hvor rotorbladene har en krummet linje definert av en sirkulær bue.

5 Aspekt 35. Turbinanordning ifølge aspekt 34, hvor rotorbladene har et parabolisk trykk og sugeflater anbrakt i avstand fra og sentrert på den krumme linje.

Aspekt 36. Turbinanordning ifølge aspekt 31-35, hvor rotorbladet er symmetrisk rundt et plan vinkelrett på aksen og er ført gjennom et aksialt midtpunkt av bladet.

10 Aspekt 37. Turbinanordning ifølge ett av aspektene 11-36, hvor føringsskovlene er anbrakt i en større radius enn rotorbladene, slik at de er radiallyt forskjøvet fra rotorbladene.

Aspekt 38. Turbinanordning ifølge ett av aspektene 1-10 eller 23-36, hvor minst ett grenselags strømningsstyreutløp er avgrenset i en føringsskovlflate, av
15 føringsskovlene av minst ett av settene av føringsskovler, idet grenselagets strømningsstyreutløp er forbundet til en fluidkilde for, under bruk, å rette fluid fra fluidkilden til utløpet og over føringsskovlflaten.

Aspekt 39. Turbinanordning ifølge ett av aspektene 1-22 eller 31-36, hvor en strømningspassasje er avgrenset mellom nærliggende føringsskovler, og
20 føringsskovlene har en tverrsnittprofil som omfatter en første del innrettet generelt parallelt med aksen og en aksial strøm gjennom turbinen, en andre del innrettet i en vinkel i forhold til aksen og aksial strøm gjennom turbinen og en vendedel anbrakt mellom den første og andre del, og

der tverrsnittsarealet av strømningspassasjen avgrenset mellom
25 vendeseksjonene av nærliggende føringsskovler er vesentlig konstant.

Aspekt 40. Turbinanordning ifølge ett av aspektene 1-30, hvor rotorbladene har en vendeinkel som er 3-5 grader større enn nødvendig for at et rotorblad skal produsere en aksial strøm ved driftspunktet for turbinen.

Aspekt 41. Kraftgenerator for oscillerende vannsøyle, omfattende:

30 et hus som avgrenser et kammer for et fluid som periodisk blir komprimert og ekspandert av den oscillerende vannsøyle, idet huset har et utløp for å rette en toveis reverserende strøm av fluidet periodisk komprimert og ekspandert av den oscillerende vannsøyle fra huset,

en turbinanordning ifølge ett av de foregående krav koplet til utløpet og drevet
35 av den toveis reverserende strøm av fluidet fra utløpet, og

en generator koplet til og drevet av rotoren av turbinanordningen.

Aspekt 42. Kraftgenerator for oscillerende vannsøyle ifølge aspekt 41, hvor fluidet som blir periodisk komprimert og ekspandert av den oscillerende vannsøyle omfatter luft.

Patentkrav

1. Aksjonsturbinanordning for toveis strøm, for bruk med en toveis reverserende strøm gjennom turbinanordningen, som har en akse, og som omfatter:
 - en rotor dreibart montert for å dreie rundt aksen og med et flertall rotorblader anbrakt perifert rundt rotoren,
 - et første sett av føringsskovler perifert anbrakt rundt aksen for å rette den toveis reverserende strøm til og fra rotorbladene via en første strømningspassasje definert ved en første kanal, og
 - et andre sett av føringsskovler aksielt anbrakt med avstand fra det første sett av føringsskovler og perifert anbrakt rundt aksen for å rette den toveis reverserende strøm til og fra rotorbladene via en andre strømningspassasje definert ved en andre kanal, og
 - der de første og andre sett av føringsskovler er anbrakt ved en større radius enn rotorbladene, slik at de første og andre sett av føringsskovler er radielt forskjøvet fra rotorbladene.
2. Turbinanordning ifølge krav 1, hvor høyden av de første og andre strømningspassasjer er konstant langs lengden av de respektive første og andre kanaler.
3. Turbinanordning ifølge krav 1, hvor den radialt forskjøvne avstand av føringsskovlene fra rotorbladene er 6 ganger den radiale høyde av rotorbladene.
4. Turbinanordning ifølge krav 3, hvor høyden av de første og andre strømningspassasjer er konstant langs lengden av de respektive første og andre kanaler.
5. Kraftgenerator for oscillerende vannsøyle, omfattende:
 - et hus som avgrenser et kammer for et fluid som periodisk blir komprimert og ekspandert av den oscillerende vannsøyle, idet huset har et utløp for å rette en toveis reverserende strøm av fluidet periodisk komprimert og ekspandert av den oscillerende vannsøyle fra huset,
 - en turbinanordning ifølge ett av de foregående krav koplet til utløpet og drevet av den toveis reverserende strøm av fluidet fra utløpet, og
 - en generator koplet til og drevet av turbinanordningens rotor.

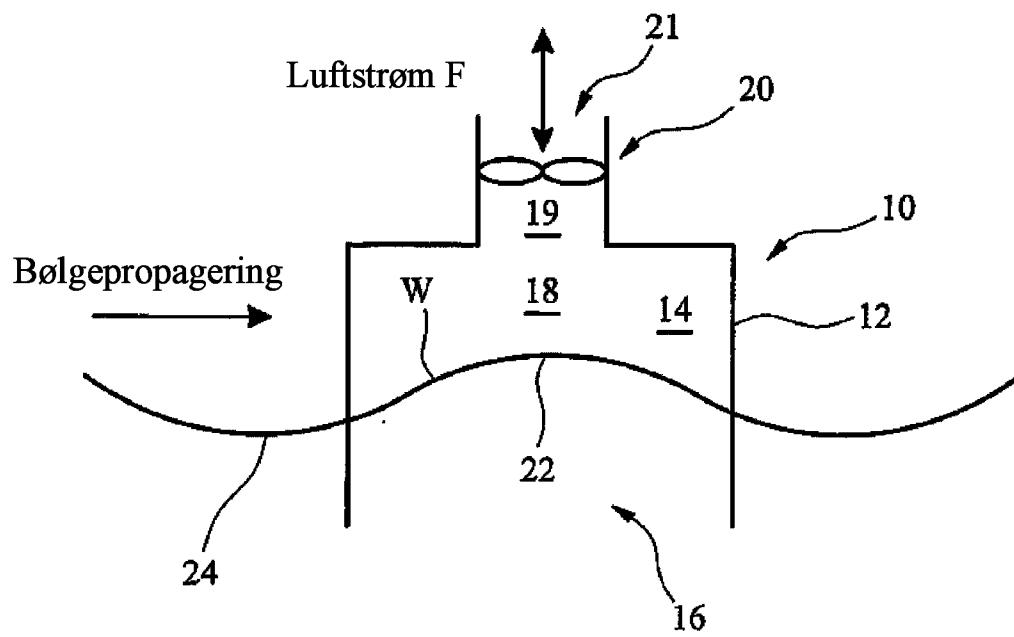


FIG. 1

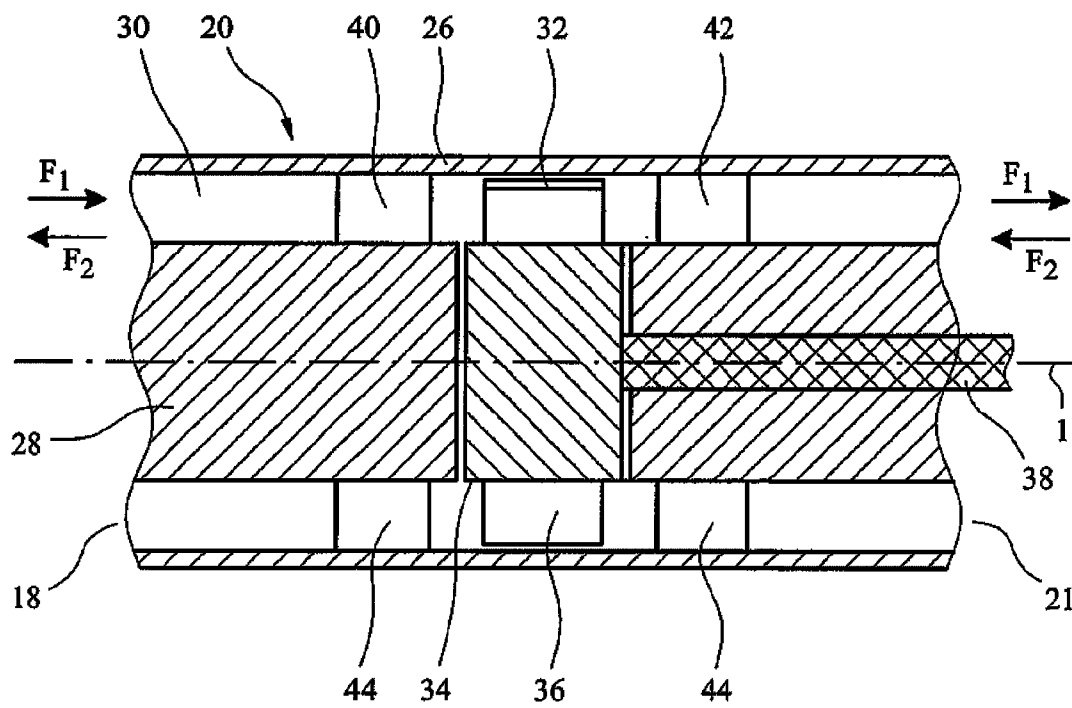


FIG. 2

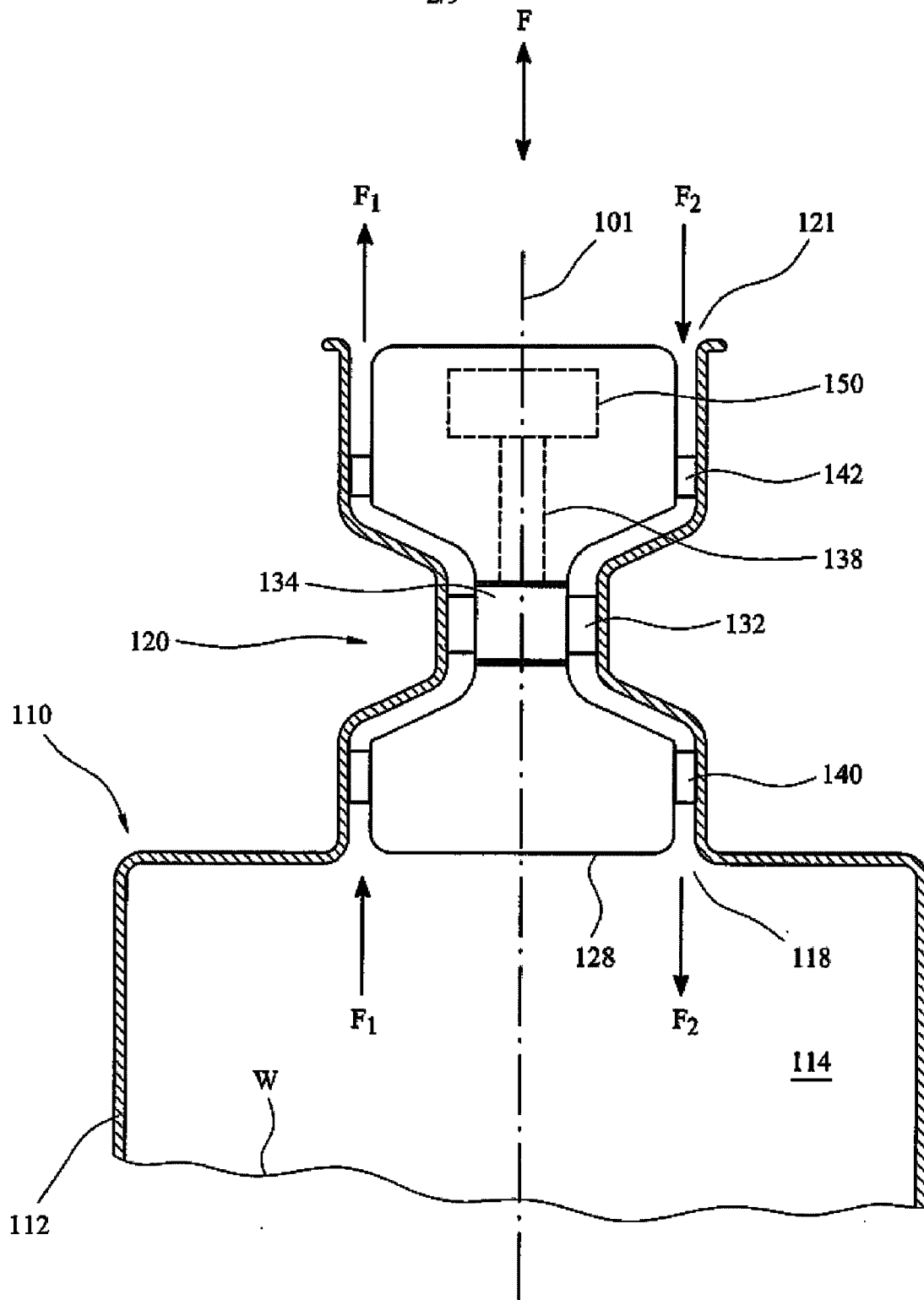


FIG. 3

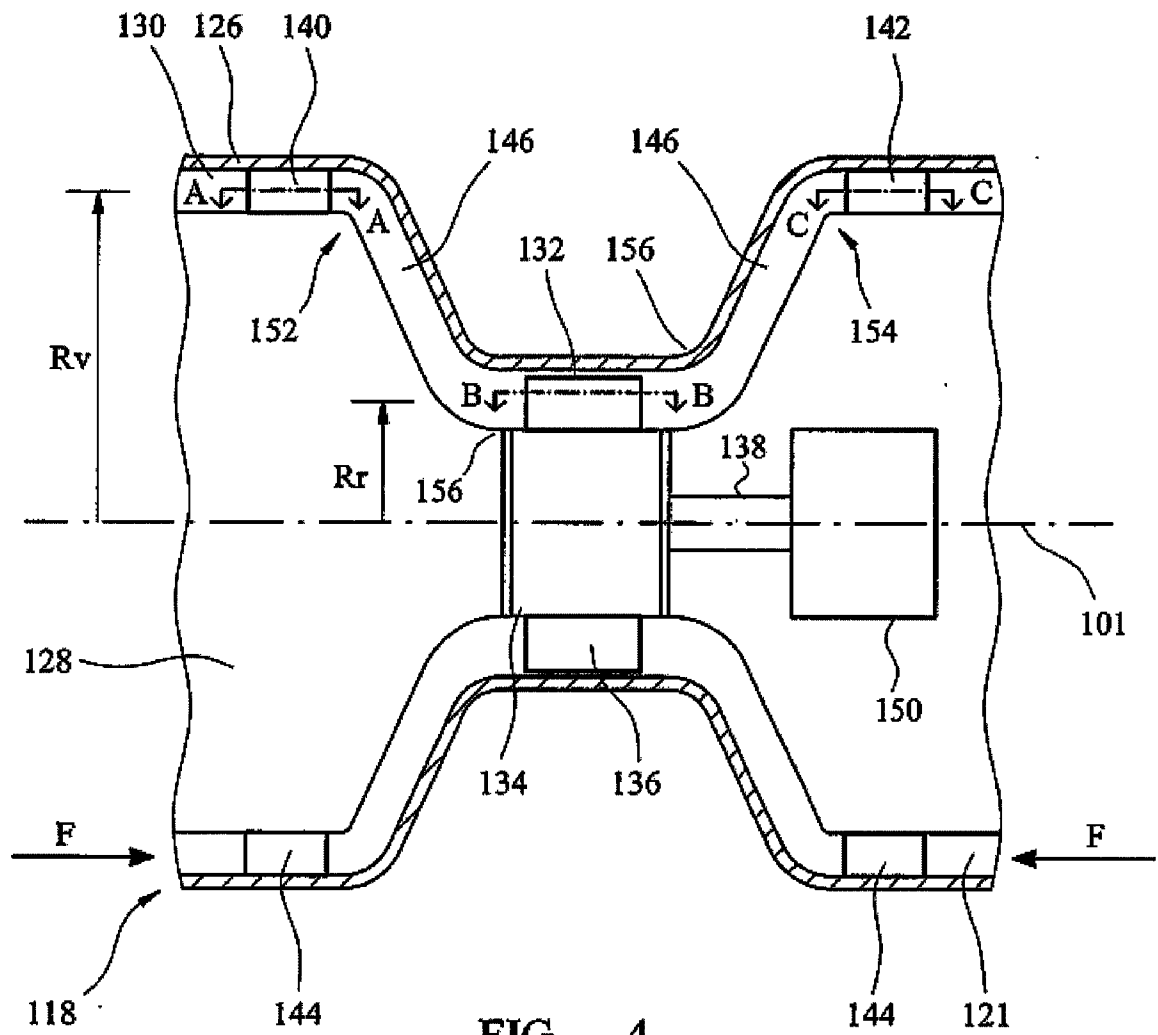


FIG. 4

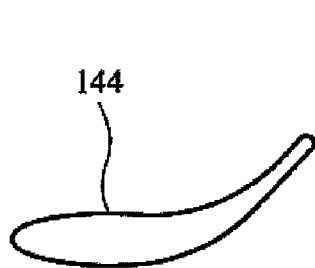


FIG. 5A

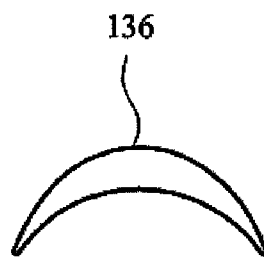


FIG. 5B

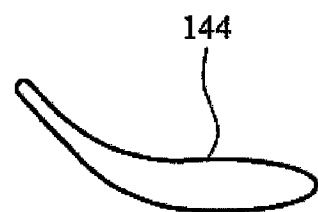


FIG. 5C

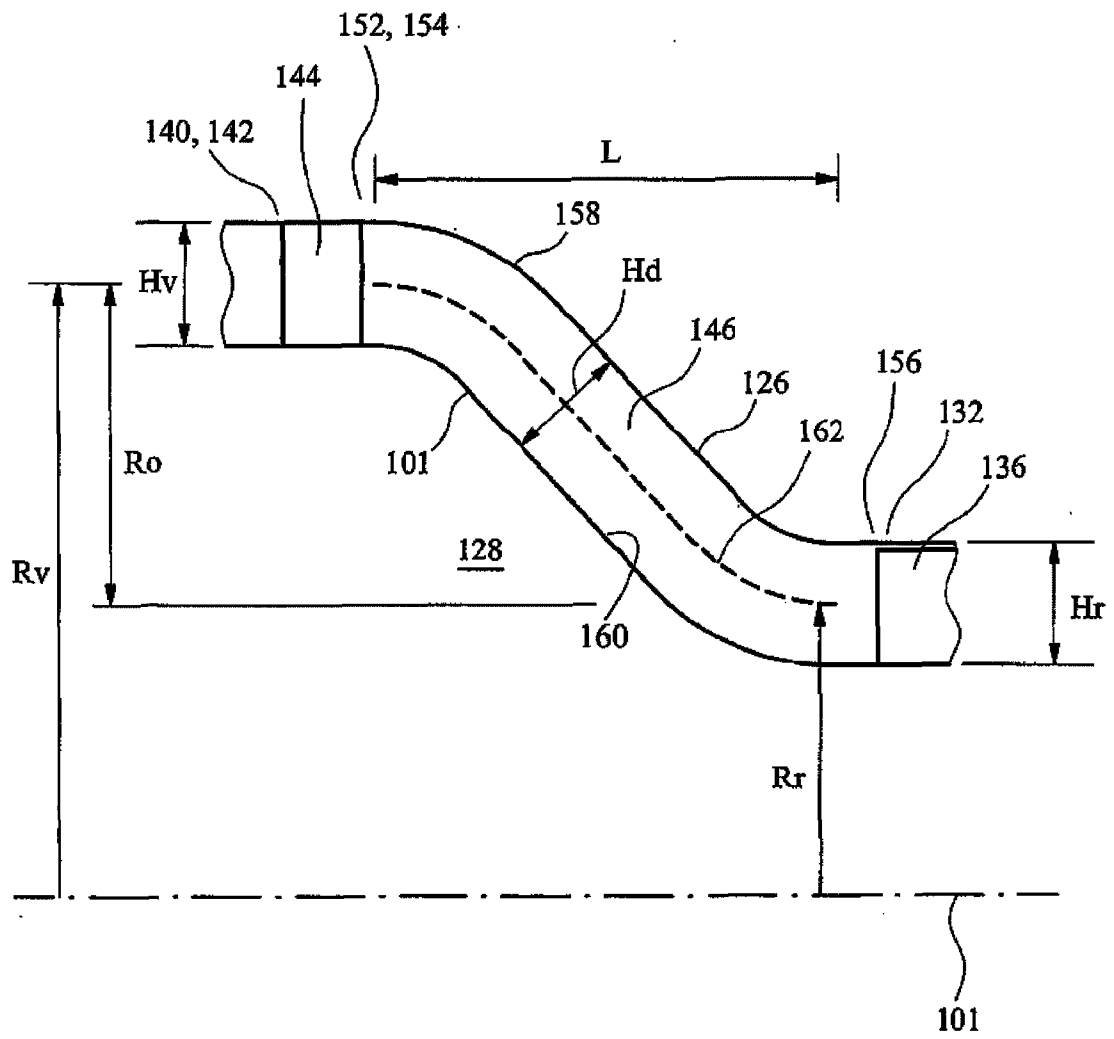


FIG. 6

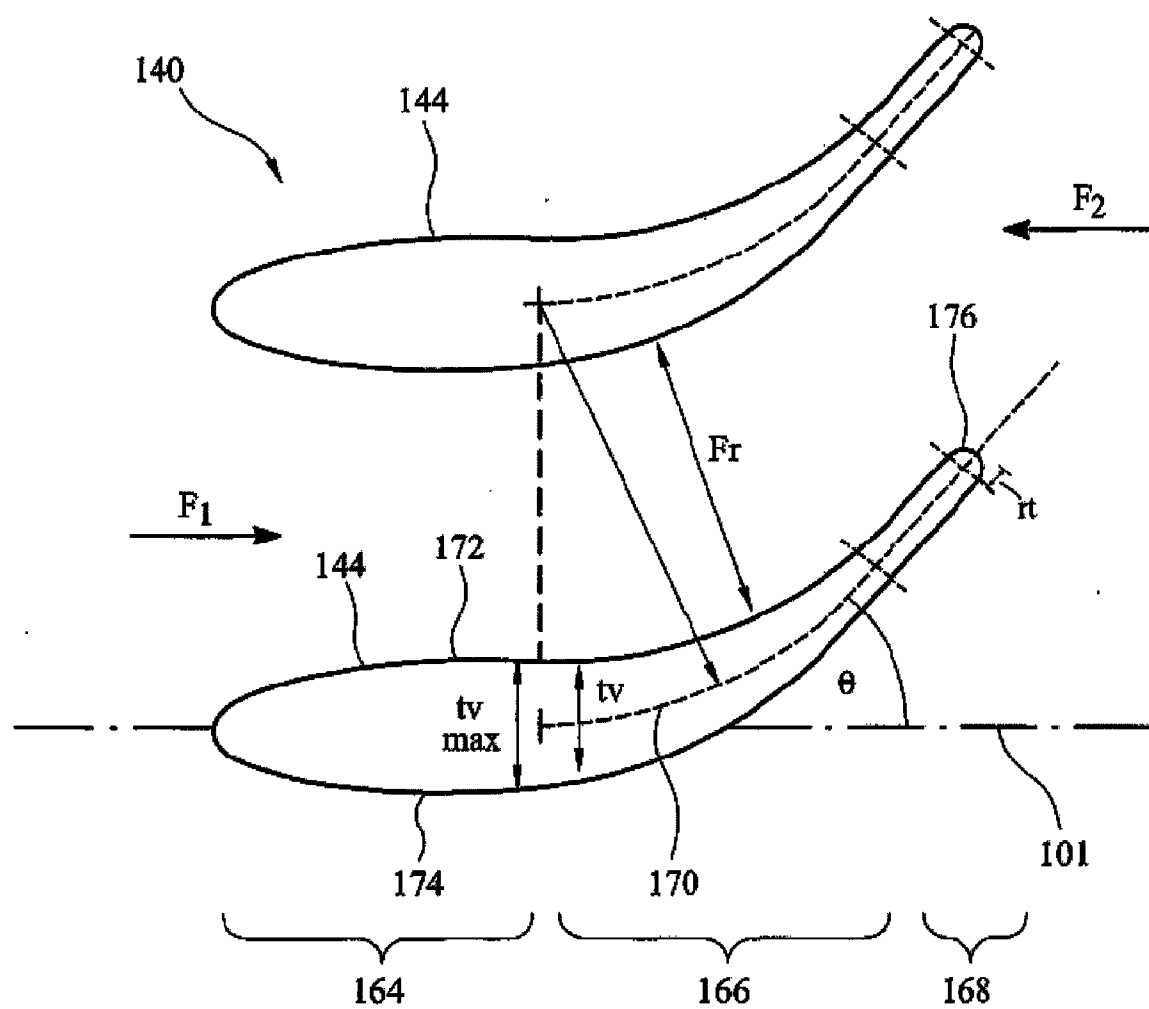
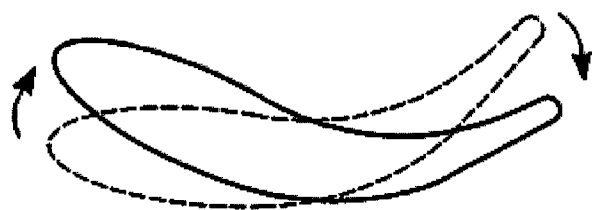
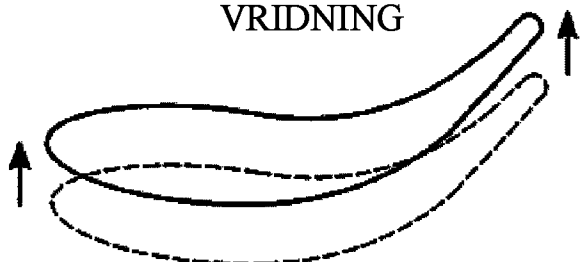


FIG. 7

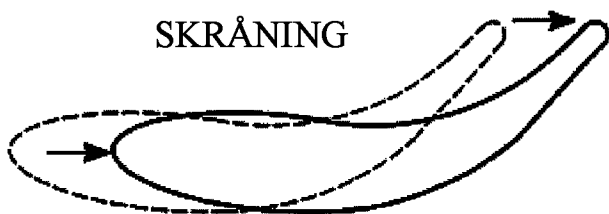
-6/9-



VRIDNING



SKRÅNING



SVEIP

FIG. 8

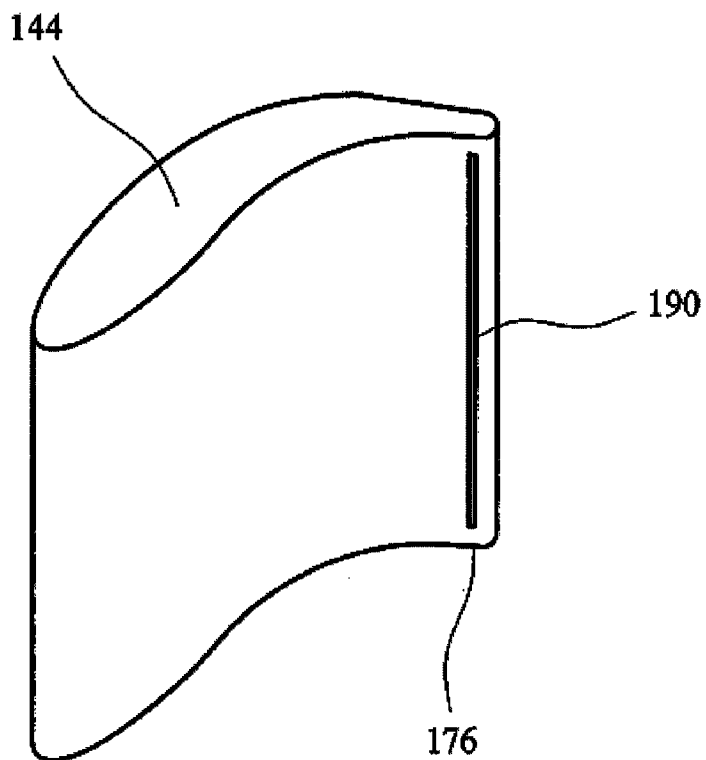


FIG. 9

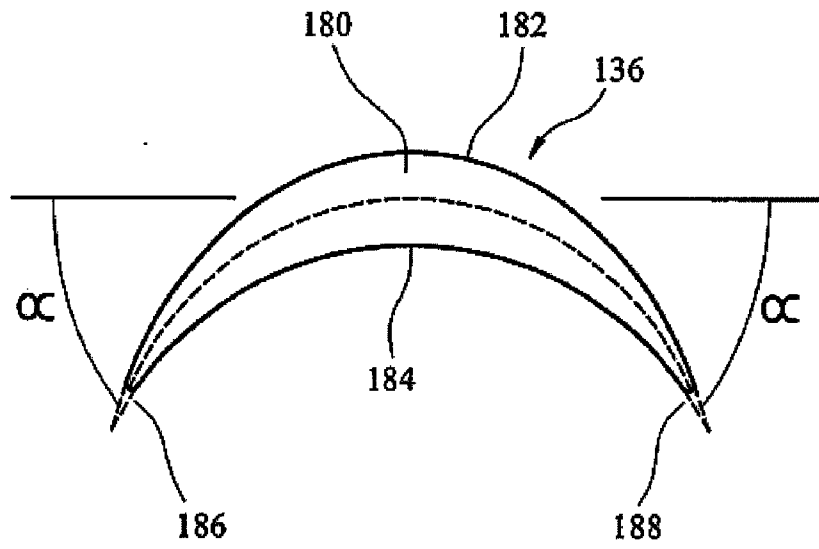


FIG. 10

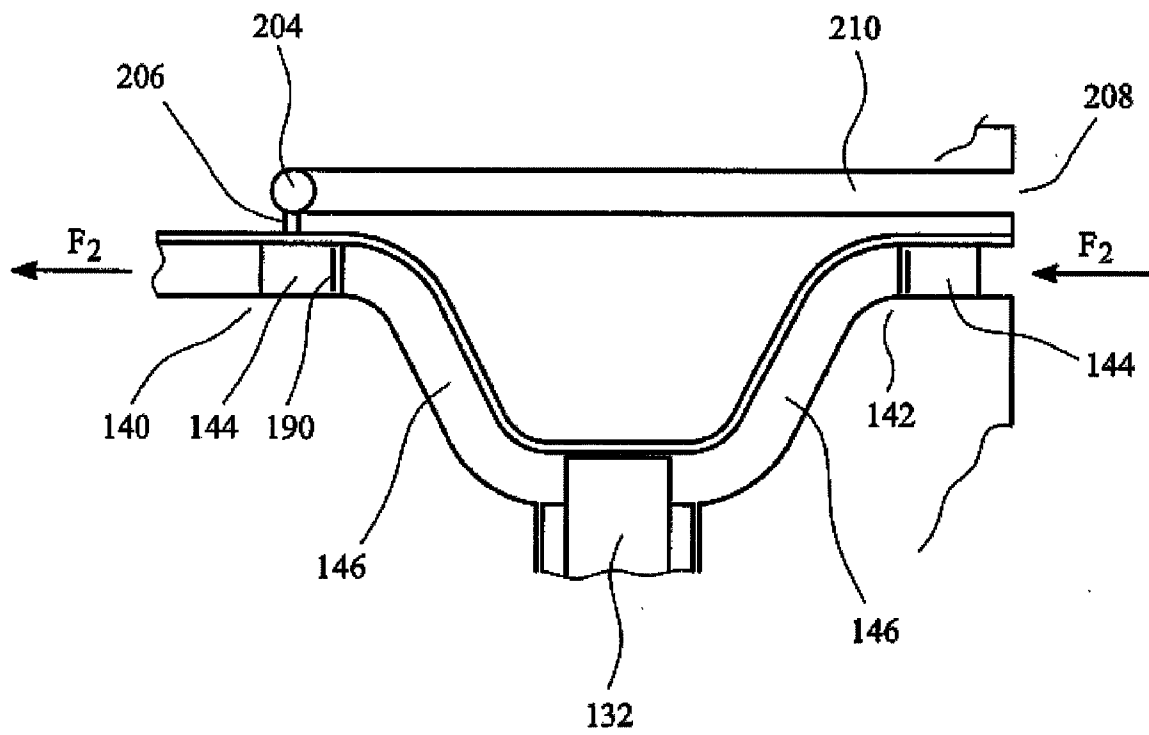
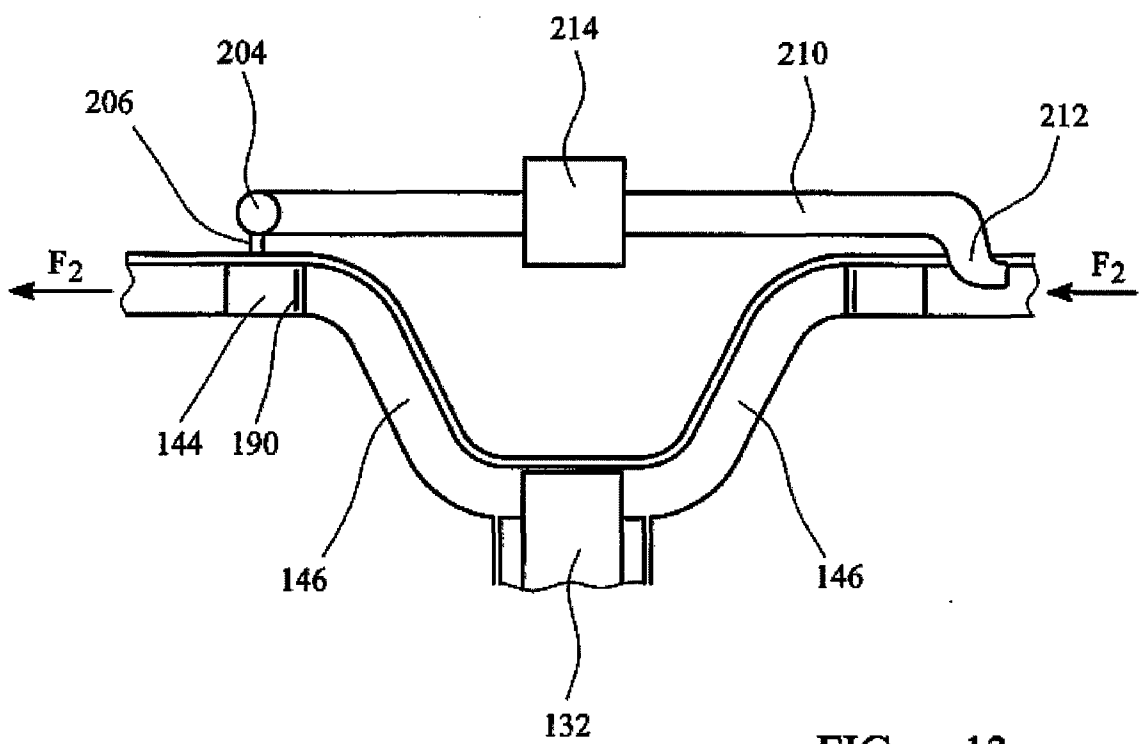
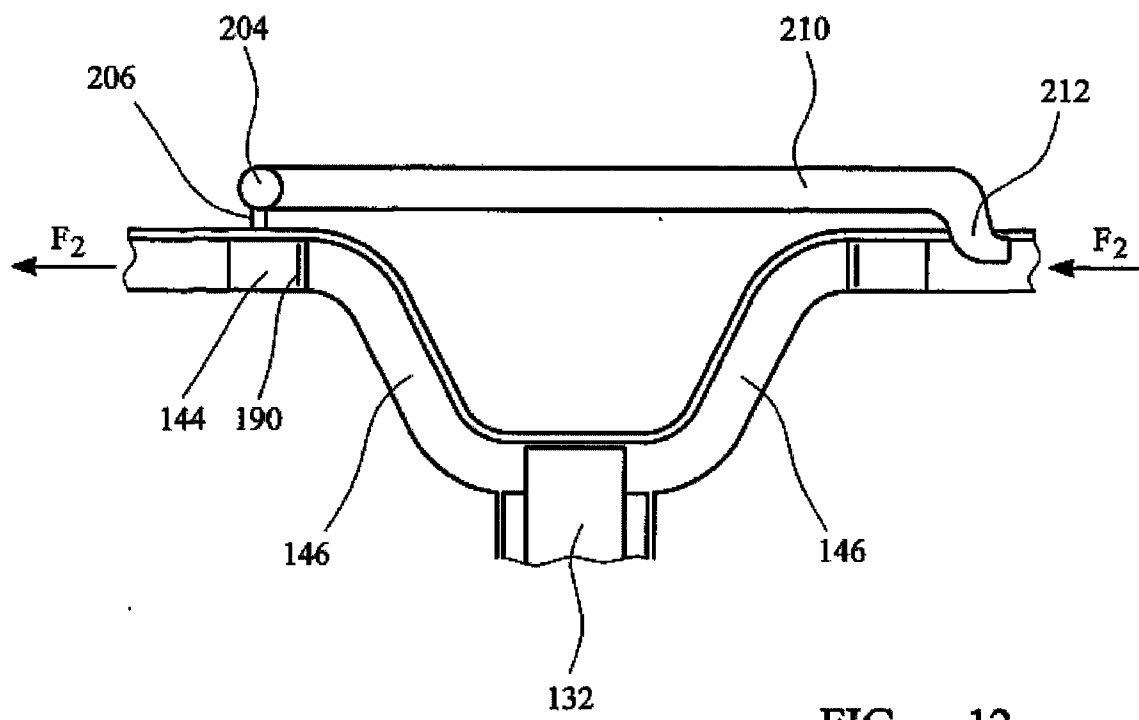


FIG. 11



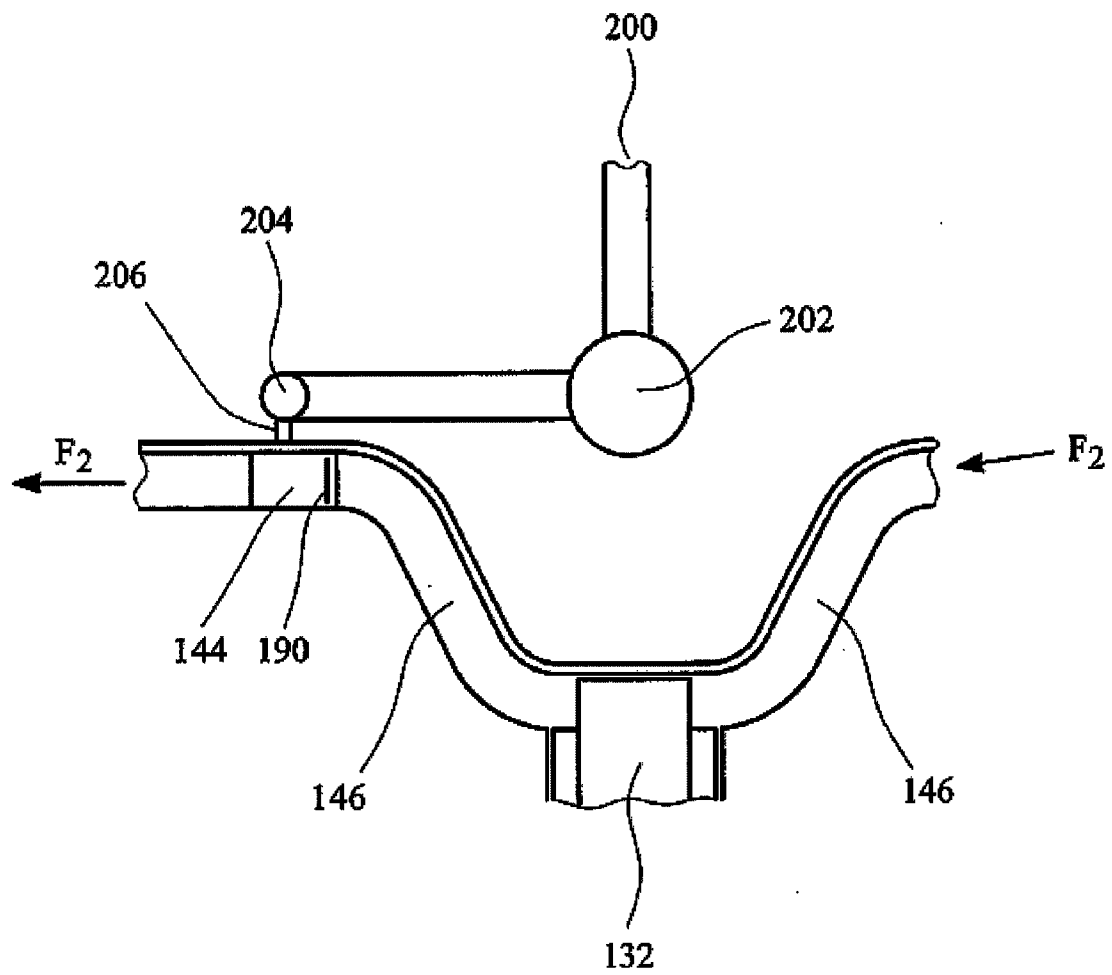


FIG. 14