



NORGE

(19) [NO]

STYRET FOR DET
INDUSTRIELLE RETTSVERN

[B] (12) UTELEGNINGSSKRIFT (11) M. 159408

(51) Int. Cl.⁴ F 03 B 3/00

(83)

(86) Int. inngivelsesdag og int. søknads nr. -

(85) Videreføringsdag -

(41) Alment tilgjengelig fra 04.02.81

(44) Utlegningsdag 12.09.88

(72) Oppfinner GEORGES FLANDIN-BLETY,
Marseille, Frankrike.

(21) Patentøknad nr. 802319

(22) Inngivelsesdag 01.08.80

(24) Løpedag 01.08.80

(62) Avdelt/utskilt fra øknad nr.

(71)(73) Søker/Patenthaver LESNA (SOCIETE CIVILE),
Villa Andriette,
F-20222 Erbalunga,
Frankrike.

(74) Fullmektig Bryns Patentkontor A/S, Oslo.

(30) Prioritet begjært 03.08.79, FR, nr. 7919936.

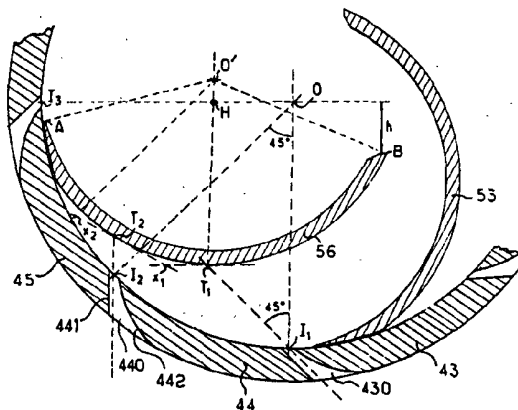
(54) Oppfinnelsens benevnelse HYDRAULISK TURBIN.

(57) Sammendrag

Hydraulisk turbin omfattende en rotor med fire blad (52, 56) med en profil av en bue av en sirkel, idet hvert blad samvirker med to injektorer (430, 440) som er utformet mellom deler av en sirkulær statoring (43, 44, 45). Injektorene har en plan flate (441) som er skråstilt 45° til den tilsvarende radius (OI_2) for ringen og er fordelt i en vinkelavstand på 45° i forhold til den neste. Den maksimale vinkel for innløpsstrålen av vann (I_1T_1) til planet tangentielt til bladet (T_1x_1) er i det vesentlige lik 135° .

(56) Anførte publikasjoner

Fransk (FR) patent nr. 2370874,
USA (US) patent nr. 1281978, 2663424,
C. Pfeleiderer "Strömungsmaschinen"
Vol. 2, 1957, Springer Verlag,
Berlin, p. 112-113,
B. Sjöberg-Silverling, "Beräkning av
sentrifugalpumpar", 1975,
Hermods, Sverige, p. 6.



Foreliggende oppfinnelse vedrører en hydraulisk turbin av den art som fremgår av innledningen til det etterfølgende selvstendige patentkrav.

- I fransk patent nr. 7635439, publisert med nr. 5 2370874, er det beskrevet en turbin som roterer med hastigheter i størrelsesorden f. eks. 3000 omdreininger pr. minutt, og den er beregnet på å drive verktøyer, såsom børster og lignende, og er spesielt beregnet for undervannsdrift.

- Denne turbin kan drives av en motorpumpe som til- 10 veiebringer vann under et trykk på noen bar med en utgang i størrelsesorden en til flere titalls kubikkmeter pr. time og tillater konstruksjonen av bærbare apparater.

- I henhold til det ovennevnte franske patent omfatter turbinen en fordeler som er utført i form av en kanal uten 15 blad som står i forbindelse med skovlbladene til en rotor med fire blad ved hjelp av injektorer som utgjøres av åpninger som er tilformet mellom deler av en sirkulær statorring i et antall som er det dobbelte av antall blader, hvorved vann slippes ut aksielt til sentrum for rotorkammeret.

- 20 Etterfølgende forsøk har ført til den erkjennelse at en slik turbin bare virker korrekt og med et tilfredsstillende utbytte hvis et visst antall betingelser med hensyn til form og dimensjoner opprettholdes.

- Fra B. Sjøberg-Silferling og C. Fleiderer er det kjent 25 strømningsmaskiner, og vedrører i motsetning til den foreliggende oppfinnelse sentrifugalpumper. Det å konstruere og beregne en hydraulisk turbin eller hydraulisk motor som må tilveiebringe arbeidende vridningsmoment fra et hydraulisk trykk er temmelig forskjellig fra problemer tilknyttet hydrodynamiske pumper.
- 30 Fleiderer viser kun rotorskovlene til en sentrifugalpumpe hvor vann entrer pumpekammeret koaksielt til rotoren og fortrenses langs periferien av kammeret ved sentrifugalvirkningen av rotoren. Det er ikke anordnet injektorer i en innløpsstatorring som i den foreliggende søknadsgjenstand og det er derfor ikke mulig å få en 35 anvisning på injektorer med respektive helninger ved 135° og 120° til tangenten til skovlene, slik at helningsdifferansen mellom strålene alltid er 15° . De samme anførsler kan gjøres vedrørende skrevet av Sjøberg-Silferling. Dette viser et aksielt snitt av

en sentrifugalpumpe som representerer en konstruksjon helt forskjellig fra den foreliggende søknadsgjenstand.

Foreliggende oppfinnelse har således til hensikt å tilveiebringe en turbin av den ovennevnte type som gir et mer tilfredsstillende resultat enn den tidligere kjente.

5 Dette oppnås ved en turbin som i henhold til oppfinnelsen er kjennetegnet ved at den indre ende av skovlene forløper tangentielt til nevnte ytterligere sirkel og den ytre ende av skovlene er i nivå med den sirkulære indre vegg, at innsprøytningsåpningene har en plan endeflate skråstilt ved 45^0 i forhold til den tilsvarende radie av det tilsvarende ringparti og danner med et plan tangentielt til overflaten av en korresponderende skovl en vinkel som varierer ved jevn grad, når rotoren roterer, mellom en første verdi oppnådd når innsprøytningsåpningen begynner å samvirke med nevnte korresponderende skovl, og en andre verdi som oppnås når 10 den korresponderende skovl inntar en posisjon i hvilke et tilstøtende blad er ved det punkt av å samvirke med den samme innsprøytningsåpning, hvor den største verdi er lik 120^0 med en toleranse på $\pm 5^0$ og den andre verdi er lik 135^0 med en toleranse mindre enn $\pm 5^0$.

20 Ifølge et videre trekk ved oppfinnelsen vil ved denne stilling for et blad dette samvirke med en andre injektor hvis plane endeflate danner en vinkel i det vesentlige lik 120^0 med tangentielt til den ytre flate for bladet og forskjellen i skråstilling for de to på hverandre følgende stråler som virker på 25 det samme blad bestandig er i det vesentlige lik 15^0 .

Ifølge et ytterligere trekk ved oppfinnelsen er forholdet mellom den ytre radius for buen av sirkelen og den indre radius til statorringen i det vesentlige lik 3 - 4.

30 Andre trekk og fordeler ved foreliggende oppfinnelse vil fremgå av den følgende beskrivelse av et utførelseseksempel som er fremstilt på tegningen, som viser:

fig. 1 et sideriss i snitt i redusert målestokk av en turbin ifølge en foretrukket utførelsesform for oppfinnelsen, 35 sen,

fig. 2 et snitt langs et plan vinkelrett til rotoraksen, idet rotoren er fjernet,

fig. 3 et skjematisk riss av rotoren, som viser bladene, og

fig. 4 et diagram som skal vise plasseringen av bladene og injeksjonsringen.

5 Statoren til turbinen som er vist på tegningen er sammensatt av et hovedlegeme 1 som er lukket av en plate 2 som er festet til legemet 1 langs omkretsen ved hjelp av bolter 20.

 Som det fremgår av fig. 2 bestemmer legemet 1 en passasje eller kanal 3 som er lukket av platen 2 og ved 30 er
10 utstyrt med en vanninnløpsåpning, samt et flatt sylindrisk kammer 4 som opptar rotoren 5 hvis aksel 6 er ført aksielt gjennom en sirkulær åpning 7 som er utformet i basisen til kammeret 4 og opplagret i denne åpning. Den motsatte flate av rotoren omfatter en hul aksel 8 som er opplagret i et lager 9
15 som er utformet av den sentrale del av platen 2 og er utvendig gjenget. Lageret 9 er innkapslet i en holdering 10 som tjener til sammenkobling av en krummet ledning 11 som er bevegelig i alle retninger og utstyrt med et rør 12.

 Den ytre sirkulære vegg til kammeret 4 utgjøres ved
20 den viste foretrukke utførelse av åtte deler 41 - 48 som er fast forbundet med legemet 1. Platen 2 er festet til legemet 1 ved hjelp av boltene 13 og 20. Disse deler, som hver dekker en vinkel lik 45° , er adskilt fra hverandre av mellomrom 410-420-430-440-450-460-470 og 480, som er lukket øverst av platen
25 2 og utgjør injektorer for vann fra kanalen 3 mot kammeret 4. Hver injektor er avgrenset av en plan flate, såsom 441 på delen 45, (fig. 4) som er skråstilt i 45° i forhold til den tilsvarende radius for rotoren og av en sylindrisk flate 442 som står i forbindelse med de indre og ytre sylindriske flater til en
30 av delene 44. Den utviklede form for kanalen 3 i et plan vinkelrett til rotoraksen har den generelle form av et likebenet trapes hvis hovedbasis svarer til åpningen 30 og hvis minste basis ligger i sonen for injektoren 480. Sidene til dette trapes danner en vinkel på ca. 87° med hovedbasisflaten. I
35 den del som står i forbindelse med det sentrale kammer har kanalen 3 et rektangulært snitt (fig. 1) som omfatter to skråkanter 31, 32 som er skråstilt i en vinkel på 30° .

159408

Rotoren (fig. 1, 3 og 4) er utformet av to skiver 51, 52 med en diameter i det vesentlige lik diameteren for kammeret 4 (en klaring på 1 % mellom diameteren for rotoren og diameteren for kammeret i statoren er fordelaktig), og mellom skivene er det anordnet fire blad 53 - 56, hvorved den nedre skive 52 ikke er utstyrt med noen åpning, mens den øvre skive 51 er utstyrt med basisåpningen til den hule aksel 8. Med andre ord vil vannet som kommer inn gjennom en injektor I_1 (fig. 4) arbeide i et kammer som er avgrenset på mottakssiden av to sylindriske deler av veggen til kammeret 4 på statoren og av to blad, og på utløpssiden vil vannet passere mellom endene til de to blad i området ved åpningen til akselen 8 gjennom hvilken det unnviker.

Fig. 4 viser at med rotoren plassert som vist på denne figur, vil for en rotor med et sentrum O og med en radius R på 59,5 mm sentrum O' for bladet 56 være bestemt med 41,5 mm av den indre radius og 45 mm av den ytre radius ved opptegning av en rettvinklet trekant OHO' med OH = 19 mm og HO' = 5 mm, som svarer til OO' = 19 mm 65.

Mer generelt vil de fire sentre for buene av sirkelen som utgjør bladene fortrinnsvis være plassert på en omkrets rundt sentrum O og med en radius 0,33 R. Disse fire sentre er således plassert på to ortogonale akser.

På fig. 4 er det blitt vist en stilling for rotoren hvor en ende A på bladet 56 nettopp kommer på nivå med den nedre kant til en utløpsåpning på en injektor (mer nøyaktig hvor den indre bue til en sirkel av bladet står i forbindelse med statorveggen ved det punkt hvor sistnevnte er gjennomskåret av den rette linje OHI₃). Den andre ende B på bladet 56 ligger derved på en radius O'B, slik at vinkelen ved sentrum BO'-A er i det vesentlige 140°. Fortrinnsvis er den ende som svarer til A en del av en sirkulær flate som er parallell til den motsatte statorflate, idet klaringen mellom disse to flater er ca. 1 % av diameteren til rotoren.

Radien for den sylindriske flate (såsom 442) for hver injektor er fordelaktig 25 mm.

I samsvar med et vesentlig trekk ved innretningen som er beskrevet vil i den stilling for rotoren som er vist på fig. 4 (hvor den indre vegg til den ytre ende på hvert blad står i forbindelse med den indre flate til kammeret i området ved en av de to injektorer) retningene I_1T_1 og I_2T_2 , parallelt til de flate vegger på injektorene (dvs. skråstilt med 45° til OI_1 og OI_2 , idet I_1 og I_2 er sentrene for de rektangulære vinduer som er 10 mm lange og 2 mm brede i de beskrevne eksempler gjennom hvilke injektorene åpner inn i kammeret 4) være respektivt skråstilt med 135° og 120° til tangentene til bladene ved T_1 og T_2 (det er halvtangenter T_1x_1 og T_2x_2 rettet fra høyre mot venstre).

For drift av den beskrevne turbin blir vann innført under trykk (fra 0,3 - 10 bar og fortrinnsvis i størrelsesorden 3 - 5 bar) gjennom åpningene 30 (til hvilke en motorpumpe er forbundet). Vannet går inn i hvert arbeidskammer gjennom to injektorer, respektivt i retningene I_1T_1 og I_2T_2 . De tilsvarende anslagskrefter på hvert blad, i den stilling for rotoren som er vist på fig. 4, har respektive tangensielle komponenter som er rettet som T_1x_1 og T_2x_2 . Som et resultat av dette er det en kobling i forhold til sentrum O, og rotoren drives med rotasjon i urviserretning.

Det skal bemerkes at som et resultat av denne rotasjon vil bladene 56 øyeblikkelig opphøre å motta anslagskraften fra vannet som sendes ut ved I_1 , mens det vil fortsette å motta anslagskraften fra vannet som innføres ved I_2 og begynne å motta anslagskraften fra vannet som innføres ved I_3 til I_2T_2 på sin side danner en vinkel på 135° med T_1x_1 . Ved det tidspunkt vil bladet 53 begynne å motta strålen som innføres ved I_1 , i det vesentlige i en vinkel på 120° til tangenten. Sagt på en annen måte vil vinklene på 120° og 135° i det vesentlige utgjøre de maksimale og minimale verdier for den variable vinkel som hver av de to vannstråler som innføres på hvert blad danner med tangenten til bladet. Videre vil forskjellen i skråstilling mellom strålene bestandig være lik 15° .

Forsøk som er gjennomført har vist at utbyttet fra turbinen avtar hurtig når maksimumsvinkelen I_1, T_1, x_1 avviker fra den kritiske verdi på 135° . Hvis nevnte vinkel passerer f. eks. $135^\circ - 145^\circ$, vil utbyttet reduseres med 30 %, mens det

reduseres med 40 % hvis vinkelen passerer fra 135° - 125° . Utenfor disse grenser kan det anses at turbinen ikke lenger er egnet til å virke i praksis, idet rotoren kan stoppe rotasjonen.

5 Det skal bemerkes at strålen av vann som injiseres ved I_1 i stillingen som er vist på fig. 4, oppdeler seg selv etter anslag mot bladet i en del som unnviker hurtig og direkte mot utløpet av kammeret og en del som finner seg selv så å si presset inn i den smale del av kammeret. Den danner hvirvler
10 og kan bevirke en betydelig dempning av rotoren hvis den utgjør en for stor del av strålen, som i det tilfelle når maksimalvinkelen overskrider vesentlig 135° . I det tilfelle hvor i motsetning maksimumsvinkelen er vesentlig lavere enn 135° , vil på den ene side tangensialkomponenten til anslagskraften
15 fra strålen reduseres, og på den annen side vil forholdet mellom strålen som unnviker direkte mot utløpet øke, slik at utbyttet faller meget hurtig. I praksis vil det holdes på verdien 135° , idet variasjonen må holdes mindre enn 5° .

Forsøk har likeledes vist at verdien for minimums-
20 anslagsvinkelen ved I_2 er kritisk (den må ikke variere fra verdien på 120° med mer enn 10 %, og fortrinnsvis 5 %). Når minimumsvinkelen avviker fra den angitte verdi, er det funnet at det samme fenomen opptrer som når maksimumsvinkelen avviker fra den optimale verdi.

25 Fortrinnsvis skal forskjellen mellom de to yttervinkler i det vesentlige ikke avvike mer enn 1° fra den kritiske verdi på 15° .

Vinkelverdiene som er nevnt ovenfor og som utgjør et
30 vesentlig trekk ved oppfinnelsen må være de samme hvis turbinen har andre dimensjoner enn de som er nevnt eller arbeider ved andre trykk.

Konstruksjonen av turbinen er til sist prinsipielt kjennetegnet ved antall blader (som bestandig vil være lik
35 fire), antall og plassering av injektorer (åtte injektorer har en flate slik at hovedretningen for strålen skal være i det vesentlige skråstilt 45° i forhold til den tilsvarende radius for statoren og i det vesentlige plassert 45° fra hverandre),

formen som en bue av en sirkel for bladene og de nevnte vinkelverdier, hvis hovedverdi utgjøres av verdien 135° , som angitt ovenfor.

Likevel vil andre trekk også finnes å være av betydning.

Hovedtrekket av disse ekstratrekk er forholdet mellom den ytre radius for bladene og rotorens radius, hvilket forhold er i det vesentlige lik 3 - 4 ved den konstruksjonstype som er foretrukket og beskrevet ovenfor. Det skal bemerkes at dette forhold vil være avhengig av den større eller mindre åpning for hvert av kamrene i hvilke vannet arbeider. Det maksimale utslipp av vann står dessuten i tilknytning til verdien ($140'$) for vinkelen $BO'A$. Alle dimensjoner som er angitt i eksemplet, som er beskrevet ovenfor, er klart gyldige for en stor tilsvarende gyldighet.

Det skal her bemerkes at forholdet mellom radiene som er nevnt ovenfor bestemmer i praksis stillingen for sentret O' når man har fastsatt radien for rotoren og verdiene for maksimum og minimum vinkler I_1, T_1, x_1 og I_2, T_2, x_2 . I realiteten er det da et spørsmål om føring av en bue på en sirkel (56, fig. 4) ved gitt radius som passerer gjennom det kjente punkt I_3 og skjærer halvlinjene I_1T_1 og I_2T_2 med kjent plassering ved to respektive punkter T_1 og T_2 , slik at vinklene T_1, O', T_1 danner 30° og at tangenten T_1x_1 til denne sirkel skal være vinkelrett til O_1I_1 .

Et annet tilleggstrekk er tilstedeværelsen av en klaring, fortrinnsvis i størrelsesorden 1 % av diameteren til rotoren, mellom sistnevnte og statorkammeret 4. Denne klaring tillater en viss passasje av vann mellom arbeidskamrene, og det fremgår at utbyttet avtar hvis det reduseres eller økes i forhold til de angitte verdier. En klaring, fortrinnsvis lik 3 % av høyden til statorkammeret er likeledes benyttet mellom sistnevnte og de motsatte flater til skivene 51 og 52. Denne klaring, som ikke er vist på fig. 1, tillater en aksiell balansering av rotoren og unngår fastklemming som spesielt kan danne en negativ faktor for utbyttet.

Et annet tilleggstrekk er verdien, fortrinnsvis lik 87° , for vinkelen som er bestemt ovenfor for passasjen eller kanalen 3. Sideveggene til denne kanal er således skråstilt 3° i forhold til midtretningen for strømmen av vann som tillates ført inn i turbinen. Som et resultat er det en god vannstrøm langs veggene til kanalen og den progressive reduksjon av vann som tillates innført av etter hverandre følgende injektorer som til slutt er fordelaktig for god drift.

Et annet tilleggstrekk består i verdien som fortrinnsvis er lik 30° , som angitt ovenfor, for vinkelen som dannes mellom skråflatene 31, 32 (fig. 1) med de øvre og nedre vegger til kanalen 3 ved siden av rotoren. Det er funnet at disse skråkanter letter glidningen for vannet og likledes letter den aksielle balansering av rotoren.

Et siste trekk utgjøres av den foretrukkede minimumsverdi for forholdet mellom flaten til fremdriftsstrålen (dvs. det indre snitt av enden av røret 12) (fig. 1) og den totale flate til de åtte inngangsvinduer for vann i statorkammeret 4. Det er antydnet ovenfor at hvert av disse vinduer ved den beskrevne utførelse hadde en størrelse på 10 mm x 2 mm, som gir en flate på 160 mm² for hele anordningen. Det er funnet at det indre snitt fortrinnsvis bør ha en minimalverdi på 180 % av denne verdi eller minst 288 mm². I det beskrevne eksempel er det benyttet en sirkel med 20 mm diameter. Hvis denne betingelse ikke opprettholdes, vil mottrykket på grunn av utslipp av vannstrålen gjennom røret bremse turbinens rotor.

Det skal bemerkes at hvis det ikke er ønsket å benytte en fremdriftseffekt i vannet for innretningen som utgjøres av turbinen og av verktøyene som er forbundet med den, hvilken effekt tilveiebringes av strålen som unnslipper gjennom røret, kan den krummede ledning 11 og røret 12 utelates, slik at utslipp av vannet er fritt.

Turbinen som er beskrevet ovenfor kan fremstilles med lave kostnader ved bruk av støpte plastmaterialer. Det er klart at forskjellige modifikasjoner med hensyn til form og dimensjoner kan benyttes innnefor oppfinnelsens ramme.

P a t e n t k r a v

1.

Hydraulisk turbin innbefattende et hult statorhus (1), en plate (2) anordnet til å lukke nevnte hus, innretninger (20) for å feste platen (2) på huset, en sirkulær indre vegg anordnet i huset som adskiller et sylindrisk indre kammer (4) og et omliggende fordelingskammer (3), hvor den sirkulære indre vegg innbefatter et antall sirkulære ringpartier som i mellom disse danner et antall påfølgende innsprøytingsåpninger (410-480) for føring av vann mellom fordelingskammeret og det sylindriske kammer, en vanntilførselsåpning (30) som kommuniserer med fordelingskammeret, første og andre motstående sirkulære åpninger (7,9a) koaksielle med nevnte sylindriske kammer og henholdsvis anordnet i nevnte hus (1) og plate (2), en rotor (5) lokalisert i det sylindriske kammer som innbefatter en drivaksel (6) som passerer gjennom den første sirkulære åpning (7), en hul aksel (8) som er opplagret i den andre sirkulære åpning (9a) og tjener som utslippskanal, en første skive (51) koaksielt festet til drivakselen og en andre skive (52) anordnet med en aksiell unnslippelsesåpning, som er koaksielt festet til den hule aksel, idet den første og andre skive har en diameter i hovedsak lik med den av det sylindriske kammer og er koaksielt med dette, og fire skovler (53-56) festet til nevnte to skiver og som forløper derimellom, hvor skovlene hver har en profil av en sirkelbue med en indre ende og en ytre ende, og er henholdsvis sentrert om fire senterpunkter lokalisert på en ytterligere sirkel koaksielt til nevnte sylindriske kammer og plassert to og to på to henholdsvis ortogonale akser, k a r a k t e r i s e r t v e d at den indre ende (B) av skovlene forløper tangensielt til nevnte ytterligere sirkel og den ytre ende (A) av skovlene er i nivå med den sirkulære indre vegg, at innsprøytingsåpningene har en plan endeflate (441) skråstilt ved 45° i forhold til den tilsvarende radie (oi2) av det tilsvarende ringparti (45) og danner med et plan tangensielt til overflaten av en korresponderende skovl en vinkel som varierer ved jevn grad, når rotoren roterer, mellom en første

verdi oppnådd når innsprøytingsåpningen begynner å samvirke med nevnte korresponderende skovl, og en andre verdi som oppnås når den korresponderende skovl inntar en posisjon i hvilke et tilstøtende blad er ved det punkt av å samvirke med den samme innsprøytingsåpning, hvor den første verdi er lik 120° med en toleranse på $\pm 5^\circ$ og den andre verdi er lik 135° med en toleranse mindre enn $\pm 5^\circ$.

2.

Turbin ifølge krav 1, k a r a k t e r i s e r t v e d at forholdet mellom den ytre radie av skovlene (53-56) og radien av rotoren er i hovedsak likt med $3/4$.

3.

Turbin ifølge krav 1, k a r a k t e r i s e r t v e d at radien (00') av nevnte ytterligere sirkel er 0,33 ganger den indre radie (011) av den sirkulære indre vegg.

4.

Turbin ifølge krav 1, k a r a k t e r i s e r t v e d at klaringen mellom det sylindriske indre kammer (4) og den korresponderende overflate av nevnte skiver (51,52) tilsvarer ca. 3% av høyden av det sylindriske indre kammer.

5.

Turbin ifølge krav 1, k a r a k t e r i s e r t v e d at det dannede profil av det omliggende fordelingskammer (3) i et plan parallelt med aksen av rotoren har en form i hovedsak av et likebenet trapes, hvis hovedgrunnflate svarer til innløpsåpningen for vann og hvis forlengede sider danner en vinkel i hovedsak lik 87° med hovedgrunnflaten.

6.

Turbin ifølge krav 1, k a r a k t e r i s e r t v e d at det parti av fordelingskammeret (3) som kommuniserer med det sylindriske kammer (4) gjennom nevnte åpninger har et rektangulært tverrsnitt innbefattende to skråkanter (31,32)

som er skråstilt i hovedsak 30° til planet for endeveggen i kammeret (3).

7.

5 Turbin ifølge krav 1, k a r a k t e r i s e r t v e d at den innbefatter en krummet rørledning (11) som er bevegbare i alle retninger og utstyrt med et rør (12) som er forbundet til nevnte hule aksel (8).

10 8.

Turbin ifølge krav 1, k a r a k t e r i s e r t v e d at det indre tverrsnitt av endedelen av røret (12) er minst 1,8 ganger den totale flate til de åtte vanninnløpsåpninger (410-480) til statorkammeret (4).

15

20

25

30

35

159408

Fig.1

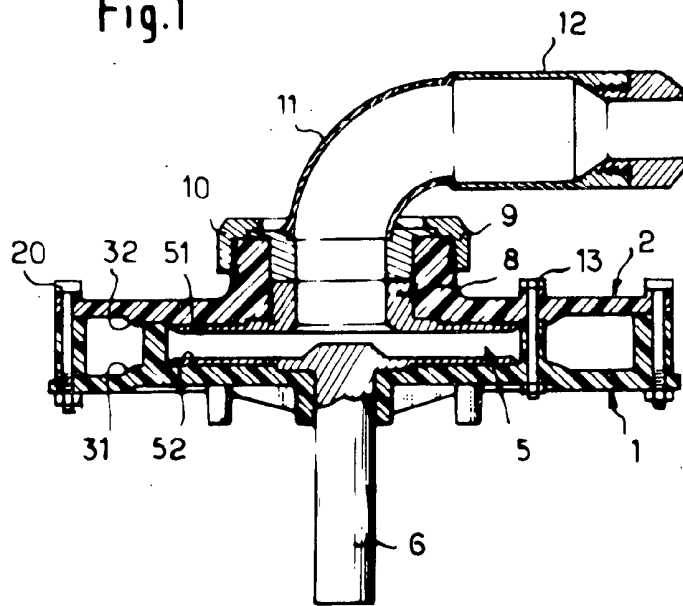


Fig. 2

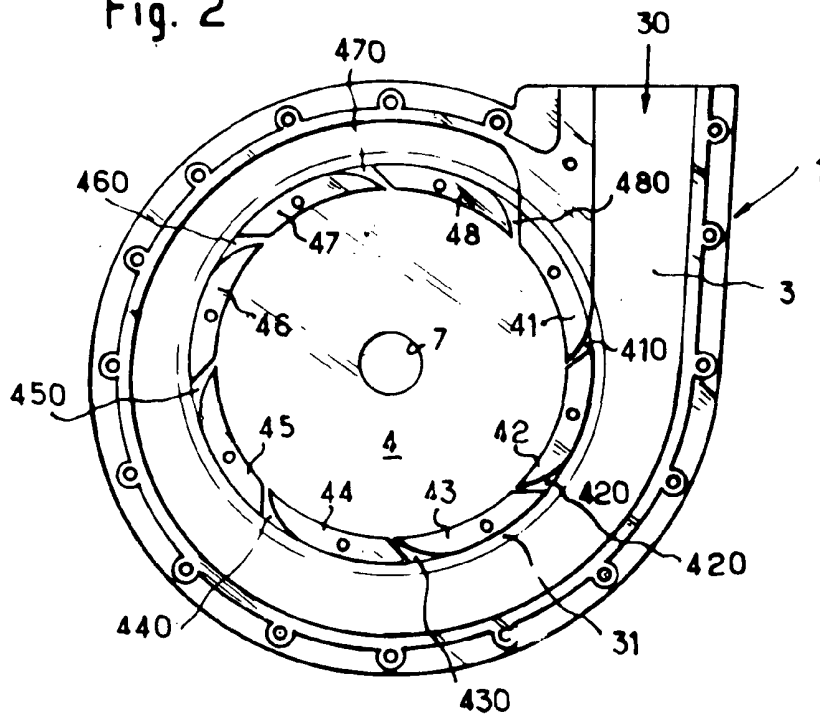


Fig. 3

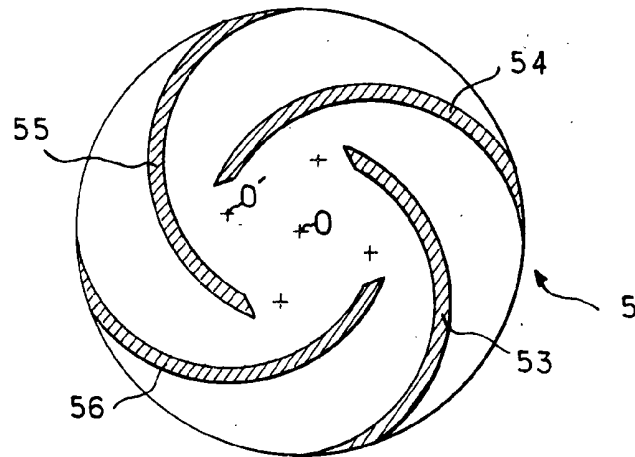


Fig. 4

