

**NORGE**



**STYRET  
FOR DET INDUSTRIELLE  
RETTSVERN**

## **Utlegningskrift nr. 124768**

Int. Cl. B 63 b 39/04 kl. 65a-39/04

|                                           |                               |           |
|-------------------------------------------|-------------------------------|-----------|
| Patentsøknad nr. 229/69                   | Inngitt                       | 21.1.1969 |
| Løpedag                                   | -                             |           |
| Søknaden alment tilgjengelig fra          |                               | 20.8.1969 |
| Søknaden utlagt og utlegningskrift utgitt |                               | 5.6.1972  |
| Prioritet begjært fra:                    | 19.2.1968 USA,<br>nr. 706.426 |           |

---

Tetra Tech, Inc.,  
630 North Rosemead Boulevard, Pasadena, Calif. 91107 og  
Santa Fe International Corporation,  
One Wilshire Building, Los Angeles, Calif. 90017, USA.

Oppfinner: Samuel N. Fersht, 403 Thompson Avenue,  
Glendale, Calif., USA.

Fullmektig: Siv. ing. Rolf Larsen.

Stabiliserings-anordning.

Denne oppfinnelse angår en anordning for stabilisering av et legeme mot oscillerende vinkelforskyvning ut fra en referanseposisjon om en første akse og omfattende en kardan-ring, en innretning for dreibar understøttelse av kardan-ringen i forhold til legemet om en annen akse som ligger i det vesentlige vinkelrett på den første akse, og en rotor montert i kardan-ringen for rotasjon om en tredje akse som ikke er parallell med den annen akse, der en innretning utøver et tilbakeføringsmoment om den annen akse for kardan-ringen, hvilket tilbakeføringsmoment er en funksjon av vinkelforskyvningen av kardan-ringen om den annen akse ut fra en referanseposisjon, som er den vinkelstilling av kardan-ringen i hvilken den tredje akse ligger i det vesentlige vinkelrett på den første akse.

Det har i mange år vært kjent at et gyroskop kan arrangeres slik at det stabiliserer et legeme mot oscillerende vinkelforskyvning eller -bevegelse. Gyroskopstabilisatorer anvendes f.eks. i skip for å redusere rullingen av skipet om lengdeaksen, hvilket er en kilde til stort ubehag ved sjøreiser. Teoretisk kan en passiv gyroskopstabilisator tjene den nevnte hensikt. Vanskeligheten med en passiv innretning er at det kreves en overordentlig tung rotor for å oppnå tilfredsstillende stabilisering, og det er nødvendig med en stor konstruksjon for å understøtte rotoren. Som eksempel kan en passiv gyroskopstabilisator på et skip veie omkring  $1/20$  av skipets vekt for å virke effektivt. Av denne grunn har anvendelsen av passiv stabilisator måttet vike til fordel for den aktive gyroskopstabilisator eller aktiverte finne-arrangementer. Den aktive stabilisator tillater bruk av en mindre rotor og understøttelseskonstruksjon, men krever en god del ekstra utstyr, så som et styregyroskop, en motor og mekaniske forbindelser og tannhjul. Den aktive stabilisator er også mer komplisert i sin virkemåte enn den passive stabilisator, og det er derfor vanskeligere å holde den aktive stabilisator i god driftstilstand. På den annen side er de aktiverte eller manipulererte finner bare effektive innenfor et begrenset område ved forholdsvis høye hastigheter.

Britisk patentskrift nr. 549 893 av 11. desember 1942 viser en passiv gyroskopstabilisator montert på en skive for å dempe vibrasjoner i denne om dens akse. En innstillbar absorberingsanordning for rotasjonsenergi er festet på den aksel som kardanringen (gimbal) roterer, og det er anordnet fjærer mellom kardanringen og skiven på motsatte sider av kardan-ringens rotasjonsakse. Fjærene utøver et tilbakeføringsmoment på kardanringen når denne er vinkelforskjøvet fra en referanseposisjon eller -stilling. Stivheten av fjærene blir valgt slik at det resulterer i en forut valgt, naturlig frekvens for gyroskopsystemet. Ingen ytterligere utvikling vedrørende fjærkarakteristikkene er omtalt i dette britiske patentskrift.

I henhold til denne oppfinnelse blir forholdet mellom tilbakeføringsmomentet og vinkelforskyvningen av kardanringen om den annen akse gitt en slik verdi at frekvensen av den oscillerende vinkelforskyvning om den første akse ligger i det vesentlige mellom toppene ved høy og lav frekvens for vinkelforskyvningen om den første akse som funksjon av frekvensen. Som følge av dette finner det sted en mer effektiv stabilisering enn det som hittil ble an-

sett for mulig med en passiv gyroskopstabilisator. Hvis det påvirkende moment er en simpel harmonisk eller tilnærmet simpel harmonisk, er forholdet mellom tilbakeføringsmomentet og vinkelforskyvningen tilnærmet lik  $I_2(2\pi f)^2$ , hvor  $f$  er frekvensen av det påvirkende moment, og  $I_2$  er treghetsmomentet av kardan-ringene om kardan-ringens akse.

Et trekk ved denne oppfinnelse er utøvelse av tilbakeføringsmomentet med en innretning som har en innstillbar tilbakeføringskarakteristikk, såsom en hydraulisk fjær. Således kan forholdet mellom tilbakeføringsmomentet og vinkelforskyvning justeres etter hvert som frekvensen av det påvirkende moment forandrer seg. Dette trekk er særlig fordelaktig for stabilisering av skip til sjøs på grunn av at frekvensen av de bølger som opptrer på sjøen endres fra tid til annen. Det er oppdaget at justeringen av fjærens tilbakeføringskarakteristikk virker til å tilpasse en gyroskopstabilisator ombord i et skip til endringer i havbølgens frekvens, mens justeringen av dempningskoeffisienten med hensyn til kardan-ringens akse ikke er virksom i denne henseende.

Det er videre fordelaktig å avføle frekvensen av det påvirkende moment og automatisk å justere tilbakeføringskarakteristikken i avhengighet av endringer i den avføyte frekvens. For å redusere vinkelforskyvningen av kardan-ringene på grunn av presisjon uten uheldig innvirkning på stabiliseringen, blir det anvendt en ikke-lineær tilbakeføringskarakteristikk, dvs. en tilbakeføringskarakteristikk som varierer som funksjon av vinkelforskyvningen av kardan-ringene. Spesielt øker tilbakeføringskarakteristikken med økende vinkelforskyvning av kardan-ringene fra referanseposisjonen. Stabiliseringen er det hensyn som bestemmer valget av verdien av tilbakeføringskarakteristikken i nærheten av referanseposisjonen, mens den tolererbare vinkelforskyvning ved presisjon er det hensyn som bestemmer valget av verdien av tilbakeføringskarakteristikken i nærheten av endene eller ytterpunktene av kardan-ringens vinkelutsving. Mellom disse to verdier blir verdien av tilbakeføringskarakteristikken fortrinnsvis valgt slik at det fremkommer en jevn overgang, slik at harde støt på stabilisatorens ramme og kardanring blir unngått.

Trekk ved en spesiell utførelsesform for oppfinnelsen er vist på tegningene, hvor

fig. 1 skjematisk viser en gyroskopstabilisator med innstillbare hydrauliske fjærer.

Fig. 2 viser et blokkdiagram av et styresystem for automatisk justering av tilbakeføringskarakteristikken av fjærene på fig. 1.

Fig. 3 er et oppriss av et skip på sjøen.

Fig. 4 er et sideriss av et skip på sjøen med to identiske gyroskopstabilisatorer.

Fig. 5 er et diagram som viser typiske frekvensresponskurver for forskjellige tilbakeføringskarakteristikker av fjærene, og

fig. 6 viser en kurve for en ideell og en virkelig, ikke lineær tilbakeføringskarakteristikk for fjærer.

Oppfinnelsen er særlig velegnet for stabilisering av et skip på sjøen mot rulling om skipets lengdeakse, bevirket av havbølger. Av denne grunn blir oppfinnelsen beskrevet i forbindelse med stabilisering av et skip mot rulling. Prinsippene er imidlertid anvendbare ved hvilken som helst type legeme som utsettes for oscillerende eller svingende momenter. På fig. 3 er det vist et skip 1 med en lengdeakse 2, en tverrakse 3 og en vertikal akse 4 som skjærer aksene 2 og 3. Når den frie overflate av sjøen som betegnet med tallet 5, utfører bølgebevegelser, blir skipet 1 utsatt for oscillerende momenter som er mest utpreget om akse 2, dvs. rullingsaksen for skipet 1. På fig. 3 er skipet 1 vist med en vinkelforskyvning  $\theta$  fra den horisontale stilling, og den frie overflate av vannet nær skipet 1 er vist med en hellning  $\alpha$ . Uten stabilisering kan forholdet  $\left| \frac{\theta}{\alpha} \right|$  bli så stort som 50:100. Formålet med stabiliseringen er å redusere dette forhold til en verdi mindre enn 1 og i det ideelle tilfelle til 0. Hvis forholdet var lik 0, ville skipet 1 holde seg nøyaktig horisontalt uansett hellningen av bølgene.

På fig. 1 er det vist en gyroskopstabilisator med en understøttelseskonstruksjon 6 som er festet til skipet 1 (fig. 3). En kardan-ring 7 er dreibart montert i forhold til konstruksjonen 6 om en tverrgående akse 3. Tapper 9 og 10 er festet på motsatte sider av kardan-ringen 7 og strekker seg fra denne langs akse 3 til lageret 11 og 12 som er anordnet i konstruksjonen 6. En rotor 13 er montert på en aksel 14 som er roterbart understøttet i lagre 15 og 16 på motsatte sider av kardan-ringen 7. Rotoren 13 omfatter konvensjonelle elektriske eller pneumatiske innretninger (ikke vist) for å bevirke at den roterer om en akse 17. Det er mest effektivt å anordne akse 17 perpendikulært på akse 3, men teoretisk

sett kan den være hvilken som helst akse som ikke er parallell med aksene 3. Konvensjonelle, hydrauliske fjærer 18 og 19 er anordnet mellom selve skipet 1 og kardan-ringen 7 på motsatte sider av aksene 3. Fjærene 18 og 19 utøver en kraft når de forskyves i den ene eller den annen retning fra en hvilestilling. Denne kraft er direkte proporsjonal med forskyvningen. Fjærene 18 og 19 blir opprinnelig innstilt slik at de befinner seg i hvilestillingen når kardan-ringen 7 inntar en referansestilling eller -posisjon om aksene 3 i forhold til skipet 1, fortrinnsvis den posisjon i hvilken rotasjonsaksen 17 er perpendikulær på aksene 2. I dette tilfelle blir intet tilbakeføringsmoment meddelt kardan-ringen 7. Når kardan-ringen 7 utsettes for en vinkelforskyvning om aksene 3 fra referanseposisjonen, utøver fjærene 18 og 19 krefter på kardan-ringen 7 i motsatte retninger. Som følge av dette blir et tilbakeføringsmoment utøvet på kardan-ringen 7, hvilket for små vinkelforskyvninger er en lineær funksjon av, dvs. er proporsjonalt med vinkelforskyvningen av kardan-ringen 7 om aksene 3 ut fra referanseposisjonen. De hydrauliske fjærer 18 og 19 kan bestå av et stempel som beveger seg gjennom en sylinder fylt med luft. En beholder i forbindelse med sylindere er fylt med luft og olje adskilt med en bevegelig membran. Tilbakeføringskarakteristikken av fjærene 18 og 19 avhenger av sammentrekkbarheten av den luft som brukes i sylindere. Denne karakteristik innstilles eller justeres ved å endre forholdet mellom luft og olje i beholderen i overensstemmelse med velkjent teknikk. Når mengden av olje i beholderen blir øket, reduseres mengden av luft, og tilbakeføringskarakteristikken øker. En sylinderdrevet brems 30 tillater en reduksjon av vinkelhastigheten av rotasjonen av rotoren 13.

Når sjøen utøver et moment på skipet 1 om aksene 2, opptrer det presesjon, hvorved rotoren 13 og akselen 14 dreies om aksene 3. Følgelig blir kardan-ringen 7 forskjøvet om aksene 3 fra referanseposisjonen, og fjærene 18 og 19 utøver et tilbakeføringsmoment på kardan-ringen. Dette og andre tilbakeføringsmomenter som utøves på kardan-ringen 7, gir på sin side et moment om aksene 2 som motvirker skipets rulling om denne akse.

Ligningene for vinkelbevegelsen av skipet 1 om aksene 2 og av gyroskopstabilisatoren på fig. 1 om aksene 3 er henholdsvis:

$$(1) \quad I_1 \ddot{\theta} + C_1 \dot{\theta} + W h \theta + J \omega \dot{\alpha} = W h \alpha \quad (t)$$

124768

6

$$(2) \quad I_2 \ddot{\theta} + C_2 \dot{\theta} + K l^2 \theta - J \ddot{\alpha} = 0$$

hvor:

- $I_1$  er treghetsmomentet for skipet om rullingsaksen 2.  
 $C_1$  er dempningskoeffisienten av skipet om rullingsaksen 2.  
 $W$  er vekten av skipet.  
 $h$  er metasenterhøyden for skipet.  
 $J$  er treghetsmomentet av rotoren 13 og akselen 14 om aksen 17.  
 $\dot{\alpha}$  er den vinkelhastighet som rotoren 13 roterer med.  
 $I_2$  er treghetsmomentet av kardan-ringenheten (kardan-ringen 7, rotoren 13, tappene 9 og 10 og akselen 14) om aksen 3.  
 $C_2$  er dempningskoeffisienten av kardan-ringenheten om aksen 3.  
 $K$  er tilbakeføringskarakteristikken av fjærene 18 og 19.  
 $l$  er avstanden mellom festepunktene av fjærene 18 og 19 på kardan-ringen 7.  
 $\theta$  er vinkelforskyvningen av skipet 1 om aksen 2 ut fra sin horisontale stilling.  
 $\phi$  er vinkelforskyvningen av kardan-ringen 7 om aksen 3 ut fra referanseposisjonen.  
 $\alpha(t)$  er hellningen av den frie overflate av sjøen ved skipet 1 som funksjon av tiden.

Dobbelt prikk over  $\theta$  og  $\phi$  representerer den annen deriverte med hensyn til tiden, og

enkelt prikk over  $\theta$  og  $\phi$  representerer den første deriverte med hensyn til tiden.

I ligningen ovenfor er stampebevegelsen av skipet om aksen 3 neglisjert, og det er antatt at verdien av vinkelforskyvningen  $\phi$  og  $\theta$  forblir vesentlig mindre enn 1 og videre at bredden av skipet 1 er mindre enn halvparten av bølgelengden av sjøen.

I ligning (1) lest fra venstre mot høyre, representerer det første ledd skipets treghet om aksen 2, det annet ledd representerer dempning dempningen av skipet om aksen 2, og det tredje ledd representerer tilbakeføringsmomentet som presser skipet tilbake mot den horisontale stilling, det fjerde ledd representerer presesjonsmomentet som skyldes vinkelhastigheten av kardan-ringenheten om aksen 3, og det femte ledd representerer det moment som utøves på skipet av sjøen. I ligning (2) lest fra venstre mot høyre, representerer det første ledd tregheten av kardan-ringenheten om aksen 3, det

annet ledd representerer dempningen av kardan-ringenheten om aksene 3, det tredje ledd representerer det tilbakeføringsmoment som meddeles kardan-ringen 7 av fjærene 18 og 19, og det fjerde ledd representerer presesjonsmomentet på grunn av vinkelhastigheten av skipet om aksene 2. Hvis det blir antatt at det moment som utøves på skipet, er en enkel harmonisk, dvs. at hellningen  $\alpha(t)$  av sjøen ved skipet 1 varierer etter en sinuskurve som funksjon av tiden med en maksimal hellning på  $\alpha_0$ , og at vinkelforskyvningen  $\theta$  av skipet om aksene 2 varierer sinusformig som funksjon av tiden med en maksimal forskyvning  $\theta_0$  samt at vinkelforskyvningen  $\phi$  av kardan-ringen 7 om aksene 3 varierer sinusformig som funksjon av tiden med en maksimal forskyvning  $\phi_0$ , gir ligningene (1) og (2) de følgende relasjoner som funksjon av frekvensen  $f$  for sjøen (dvs. frekvensen av det påvirkende moment):

(3)

$$|\theta_0| = \left\{ \frac{(w_2^2 - w^2)^2 + 4u_2 w^2}{\left[ (w_1^2 - w^2)(w_2^2 - w^2) - pq \sqrt{w^2 - 4u_1 u_2 w^2}^2 + 4w^2 \sqrt{u_1}(w_2^2 - w^2) + u_2(w_1^2 - w^2) \right]^2} \right\}^{\frac{1}{2}} w_1^2 \alpha_0$$

(4)

$$|\phi_0| = \left\{ \frac{q \sqrt{w} w_1^2 \alpha_0}{\left[ (w_1^2 - w^2)(w_2^2 - w^2) - pq \sqrt{w^2 - 4u_1 u_2 w^2}^2 + 4w^2 \sqrt{u_1}(w_2^2 - w^2) + u_2(w_1^2 - w^2) \right]^2} \right\}^{\frac{1}{2}}$$

hvor

$$w_1^2 = \frac{Wh}{I_1}$$

$$w_2^2 = \frac{Kl^2}{I_2}$$

$$u_1 = \frac{1}{2} \frac{C_1}{I_1}$$

$$u_2 = \frac{1}{2} \frac{C_2}{I_2}$$

$$p = \frac{J}{I_1}$$

$$q = \frac{J}{I_2}$$

og

$$w = 2\pi f$$

Formålet med en skipsstabilisator i lys av ligning (3) er å gjøre verdien av  $\theta_0$  så liten som mulig. I henhold til et trekk ved oppfinnelsen blir verdien av tallverdien av  $\theta_0$  gjort meget liten ved å gjøre  $w_2^2$  lik  $w^2$  når det påvirkende moment kan betraktes som en enkelt harmonisk. Med andre ord blir forholdet mellom tilbakeføringsmomentet på kardan-ringen 7 på grunn av fjærene 18 og 19 og vinkelforskyvningen, hvilket forhold er lik  $Kl^2$ ,

gjort lik  $I_2(2\pi f)^2$ . I dette tilfelle er forsterkningsfaktoren av skipet og stabilisator gitt som følger:

$$(5) \quad \frac{|\theta_o|}{\alpha_o} = \frac{2u_2 w_1^2}{\sqrt{\bar{w}^2 (pq\lambda^2 + 4u_1 u_2)^2 + 4u_2^2 (w_1^2 - w_2^2)}}^{\frac{1}{2}}$$

Konvensjonelle skips- og stabilisatorparametere har slike verdier at telleren i ligning (5) er meget mindre enn nevneren over hele området av de frekvenser som normalt opptrer på sjøen uten å anvende en rotor av upraktisk størrelse. Eksempelvis kan stabilisering med en forsterkningsfaktor på 0,05 eller bedre bli oppnådd med en stabilisator som veier mindre enn 1,5% av skipet. Verdien av  $w_2^2$  kan enkelt og bekvemt endres når frekvensen av havbølgen forandrer seg ved manuelt å justere tilbakeføringskarakteristikken K for fjærene 18 og 19. Således kan den optimale forsterkningsfaktor som representeres ved ligning (5), lett opprettholdes. Justering av andre parametre enn  $w_2^2$  (inkludert dempningskoeffisienten  $C_2$ ) ville ikke tillate opprettholdelse av den optimale forsterkningsfaktor i ligning (5) når frekvensen av bølgene forandrer seg.

Fig. 5 viser kurver for forsterkningsfaktoren som funksjon av den inverse størrelsen ( $\frac{1}{f}$ ) av havbølgenes frekvens, dvs. bølgenes periode, for en fjærtilbakeføringskarakteristikk K med forskjellige diskrete verdier. Disse responskurver er basert på de samme antagelser som er gjort ovenfor. Responskurvene 42, 43, 44, 45 og 46 representerer forsterkningsfaktoren for respektive avtagende verdier av tilbakeføringskarakteristikken K mellom uendelig og 0. Kurvene 42 og 46 har hver en topp ved høy frekvens til venstre, en topp ved lav frekvens til høyre og en senkning mellom de nevnte topper hvor optimal stabilisering finner sted. Som illustrert på fig. 5, går senkningene i kurvene fra venstre mot høyre når verdien av tilbakeføringskarakteristikken K avtar. F.eks. har kurvene 42, 43, 44, 45 og 46 senkninger ved henholdsvis omkring 3, 6, 8, 10 og 12 sekunder. Verdien av tilbakeføringskarakteristikken K for stabilisatoren på fig. 1 blir valgt slik at  $\frac{1}{f}$  ligger i det vesentlige mellom toppene ved henholdsvis høy og lav frekvens for forsterkningsfaktoren som funksjon av frekvensen, dvs. nær den nevnte senkning på vedkommende responskurve. Da frekvensen f av bølgene endres, blir tilbakeføringskarakteristikken K fortrinnsvis justert for å holde senkningen eller mini-



mumsverdien av responskurven på  $\frac{1}{f}$ .

Fig. 2 viser et system for automatisk justering av tilbakeføringskarakteristikken K av fjærene 18 og 19. En rullingsfrekvensføler 50 leverer et elektrisk signal som er proporsjonalt med frekvensen av vinkelforskyvningen av skipet 1 om rullingsaksen 2. Føleren 50 kan bestå av et lite gyroskop og en transduser for omformning av gyroskopets presesjonsforskyvning til et elektrisk signal. Utgangen av føleren 50 er koblet gjennom et amplitudekvadreringsnettverk 51 til et summeringselement 52 hvor utgangen blir kombinert med et signal proporsjonalt med den foreliggende tilbakeføringskarakteristikk for fjærene 18 og 19, som opprinnelig er innstilt slik at  $w_2^2$  er lik  $I_2(2\pi f)^2$ , for den frekvens av havbølger som da var fremherskende. Differansen mellom disse signaler blir påtrykket en hydraulisk fjæraktuator for å endre tilbakeføringskarakteristikken av fjærene 18 og 19. Blir det antatt at fjærene 18 og 19 er av den type som er omtalt ovenfor i forbindelse med fig. 1, kan aktuatoren 53 være en ventil som enten slipper inn mer olje i beholderen, samtidig som luft blir presset ut av beholderen og medfører at fjærtilbakeføringskarakteristikken blir øket, eller fjernet olje fra beholderen samtidig som luft blir tilført fra en kilde til beholderen, slik at fjærtilbakeføringskarakteristikken blir nedsatt. En føleinnretning 54 for fjærkarakteristikken leverer et utgangssignal proporsjonalt med den foreliggende tilbakeføringskarakteristikken av fjærene 18 og 19. Føleren 54 kan f.eks. være en massestrømningsmåler som måler den mengde luft som befinner seg i sylindren på hvilket som helst tidspunkt. Når aktuatoren 53 endrer tilbakeføringskarakteristikken av fjærene 18 og 19, forandres utgangen av føleinnretningen 54 tilsvarende. Sammenfattende kan det bemerkes at tilbakeføringskarakteristikken av fjærene 18 og 19 justeres i avhengighet av endringer i frekvensen av bølgene på sjøen for derved å opprettholde en optimal forsterkningsfaktor.

Den foranstående analyse er basert på flere antagelser som i visse tilfeller ikke vil være gyldige. Den første antagelse er at vinkelforskyvningen  $\emptyset$  av kardan-ringen 7 på grunn av presesjon forblir meget mindre enn 1. I virkeligheten blir det fjerde ledd i ligning (1) og det fjerde ledd i ligning (2) begge multiplisert med faktoren  $\cos. \emptyset$ . Den reduksjon av presesjonsmoment som har sammenheng med  $\cos. \emptyset$  når  $\emptyset$  øker, blir i noen utstrekning kompensert av økningen i presesjonsmoment som henger sammen med økningen i vinkelhastighet av kardan-ringen 7, dvs.  $\emptyset$ , som resultat av

økningen i  $\emptyset$ . Som følge av dette er det funnet at stabilisatoren er effektiv for presesjons-vinkelforskyvninger på opp til  $45^\circ$ , som ikke kan anses for å være vesentlig mindre enn 1. Følgelig må  $\cos. \emptyset$  tas i betraktning i ligningene (1) og (2) når store vinkelforskyvninger  $\emptyset$  kommer på tale. Den annen antagelse er at det påvirkende moment varierer på enkel harmonisk måte som funksjon av tiden. I mange tilfeller til sjøs er denne antagelse ikke berettiget. I slike tilfeller må ligningene (1) og (2) løses for en stasjonær, tilfeldig tilstand av sjøen, hvilket er en empirisk prosess. En analyse av ligningene (1) og (2) for store vinkelforskyvninger  $\emptyset$  og en analyse av de samme ligninger for en stasjonær, tilfeldig tilstand av sjøen med kurver for effektspekteret av rullingen av et stabilisert skip ved forskjellige vindhastigheter er behandlet i oppfinnerens artikkel "A tuned Gyro-Stabilizer for Offshore Drilling Vessels" i "Proceedings of OECON" 1968.

I tillegg til optimal stabilisering er det et annet hensyn som gjør seg gjeldende ved valget av tilbakeføringskarakteristikken K for fjærene 18 og 19. Den vinkelforskyvning  $\emptyset$  som kardanringen 7 utsettes for på grunn av presesjon, er proporsjonal med maksimalhøyden av bølgene. Da den maksimale vinkelforskyvning  $\emptyset$  som stabilisatoren er effektiv for, er  $45^\circ$ , er det en tilsvarende bølgehøyde som ikke må overskrides hvis stabilisatoren skal forbli effektiv. I grov sjø er det ofte sannsynlig at denne maksimale bølgehøyde vil bli overskredet ved den verdi av tilbakeføringskarakteristikken K som gir optimal stabilisering. Derfor må det tas spesielle forholdsregler for å redusere vinkelforskyvningen  $\emptyset$  på grunn av presesjon. Dette kan gjøres enten ved å øke vinkelimpulsen  $J_{\perp}$  av rotoren 13 om aksen 17 eller ved å endre tilbakeføringskarakteristikken K. Det førstnevnte alternativ er ikke attraktivt på grunn av at det krever en økning av størrelsen og/eller hastigheten av rotoren 13. Det siste alternativ kan synes å være mindre attraktivt på grunn av at det synes å kreve et kompromiss vedrørende fjærtilbakeføringskarakteristikken K som ville forhindre optimal stabilisering.

I henhold til et viktig trekk ved oppfinnelsen blir imidlertid det sistnevnte alternativ anvendt for å redusere vinkelforskyvningen  $\emptyset$  av kardanringen 7 ved hjelp av en ikke-lineær tilbakeføringskarakteristikk K. Verdien av tilbakeføringskarakteristikken K for vinkelforskyvninger  $\emptyset$  nær referanseposisjonen bestemmer i hovedsaken den grad av stabilisering som blir oppnådd. Dette kan

sees ved betraktning av det fjerde ledd fra venstre i ligning (1), hvilket representerer det moment som stabiliserer skipet 1. Dette moment er proporsjonalt med vinkelhastigheten av kardanringen 7, dvs.  $\dot{\theta}$ , og i oscillerende bevegelse vil den maksimale hastighet  $\dot{\theta}$  opptre i referanseposisjonen. For således å øke denne maksimale vinkelhastighet  $\dot{\theta}$  blir tilbakeføringskarakteristikken K i nærheten av referanseposisjonen redusert. I motsetning til stabilisering bestemmer tilbakeføringskarakteristikken K i nærheten av ytterpunktene for vinkelutsvinget av kardanringen 7 i hovedsaken den vinkelforskyvning  $\theta$  som finner sted under stabiliseringen. Dette kan sees ved å bemerke at det moment som kreves for å overvinne fjærene 18 og 19, øker med vinkelforskyvningen  $\theta$ . For derfor å avta med vinkelforskyvningen  $\theta$  på grunn av presesjon, blir tilbakeføringskarakteristikken K i nærheten av ytterpunktene for vinkelutsvinget av kardanringen 7 øket. Med andre ord tillater en ikke-lineær tilbakeføringskarakteristikk K som øker som funksjon av vinkelforskyvningen fra referanseposisjonen, optimal stabilisering uten for stor vinkelforskyvning  $\theta$  på grunn av presesjon.

På fig. 6 er det vist en kurve for tilbakeføringsmomentet T på grunn av fjærene 18 og 19 som funksjon av vinkelforskyvningen  $\theta$  av kardanringen 7 fra referanseposisjonen. Tilbakeføringskarakteristikken K representeres av hellningen av kurven. En kurve 70, som har en gradvis økende hellning som funksjon av vinkelforskyvningen  $\theta$ , representerer den ideelle, ikke-lineære tilbakeføringskarakteristikk K. I praksis blir denne tilbakeføringskarakteristikk K mest bekvemt tilveiebragt ved å overlagre tilbakeføringskarakteristikken av to eller flere lineære fjærer som trer i virksomhet ved forskjellige verdier av vinkelforskyvning  $\theta$ . Kurven 70 blir tilnærmet av rette segmenter 71, 72 og 73 som medfører diskrete endringer i tilbakeføringskarakteristikken K ved forskjellige verdier av vinkelforskyvning  $\theta$ . Hydrauliske fjærer som gir en sammensatt tilbakeføringskarakteristikk K i likhet med den som representeres av segmentene eller linjestykkene 71, 72 og 73, er kommersielt tilgjengelige. Tilbakeføringskarakteristikken  $K_1$ , som representeres av stykket 71, blir valgt slik at verdien gir optimal stabilisering. Hvis således de forutsetninger som deriveringen av ligning (5) er basert på, er gyldige, fåes:

$$K_1 = \frac{I_2 (2\pi f)}{l^2}$$

Tilbakeføringskarakteristikken  $K_2$ , som representeres av segmentet eller linjestykket 73, bestemmes av den maksimale bølgehøyde som det blir regnet med at skipet vil møte. Med andre ord er hellningen av segmentet 73 tilstrekkelig stor til at vinkelforskyvningen  $\phi$  på grunn av at presesjon ikke vil overskride  $45^\circ$ , for den maksimalt påregnede bølgehøyde. Segmentene 71 og 73 er forbundet ved hjelp av segmentet 72. Tilbakeføringskarakteristikken  $K_3$  for segmentet 72 blir valgt for å avstedkomme en jevn overgang mellom segmentene 71 og 73 når vinkelforskyvningen av kardan-ringen 7 øker. Som følge av dette blir kardan-ringen 7, rammen 6 og de tilhørende taper og lagre ikke utsatt for kraftige støt når kardan-ringen 7 dreier seg forbi de diskrete endringer i tilbakeføringskarakteristikken  $K$ . I noen tilfeller kan segmentene 71 og 73 forbindes direkte med hverandre. I andre tilfeller kan det være ønskelig å innføre flere mellomliggende segmenter med forskjellige, økende hellninger for ytterligere å utjevne overgangen mellom segmentene 71 og 73.

Ligningene (1) og (2) neglisjerer virkningen av stampebevegelsen av skipet 1 om aksene 3 på grunn av bølgene i sjøen. Stampingen av skipet 1 bevirker en vinkelforskyvning av kardan-ringenheten om aksene 3 i tillegg til den presesjon som skyldes skipets rulling. Således vil stabilisatoren enten overkompensere eller underkompensere for rullingen av skipet 1 i avhengighet av stampingen. På fig. 4 er det vist et skip 6 med gyroskopstabilisatorer 61 og 62 med respektive kardan-ringakser 63 og 64 parallelle med den tverrgående akse 3 på skipet 60. Aksene 63 og 64 har fortrinnsvis like stor avstand fra aksene 3. Rotorene i stabilisatorene 61 og 62 roterer i motsatte retninger. Skipet 60 blir utsatt for en vinkelforskyvning  $\phi_p$  om aksene 3 som meddeler en identisk vinkelforskyvning til kardan-ringenhetene i stabilisatorene 61 og 62. Følgelig vil en av stabilisatorene overkompensere for rullingen av skipet, mens den annen stabilisator underkompenserer. Nettoresultatet er at virkningen av skipets stamping på rullingsstabiliseringen blir i det vesentlige eliminert.

## P a t e n t k r a v :

1. Anordning for stabilisering av et legeme mot oscillerende vinkelforskyvning ut fra en referanseposisjon om en første akse (2) og omfattende en kardan-ring (7), en innretning (6) for dreibar understøttelse av kardan-ringen i forhold til legemet om en annen akse (3) som ligger i det vesentlige vinkelrett på den første akse, og en rotor (13) montert i kardan-ringen for rotasjon om en tredje akse (17) som ikke er parallell med den annen akse, der en innretning (18,19) utøver et tilbakeføringsmoment om den annen akse for kardan-ringen, hvilket tilbakeføringsmoment er en funksjon av vinkelforskyvningen av kardan-ringen om den annen akse ut fra en referanse-posisjon, som er den vinkelstilling av kardan-ringen i hvilken den tredje akse ligger i det vesentlige vinkelrett på den første akse,

k a r a k t e r i s e r t ved at forholdet mellom tilbakeføringsmomentet og vinkelforskyvningen av kardan-ringen om den annen akse har en slik verdi at frekvensen av den oscillerende vinkelforskyvning om den første akse ligger i det vesentlige mellom toppene ved høy og lav frekvens for vinkelforskyvningen om den første akse som funksjon av frekvensen.

2. Anordning ifølge krav 1,

k a r a k t e r i s e r t ved at forholdet mellom tilbakeføringsmomentet og vinkelforskyvningen av kardan-ringen om den annen akse (3) er i det vesentlige lik  $I_2(2\pi f)^2$  hvor  $I_2$  er treghetsmomentet av kardan-ringenheten om den annen akse og  $f$  er frekvensen av den oscillerende vinkelforskyvning om den første akse (2).

3. Anordning ifølge krav 1,

k a r a k t e r i s e r t ved at forholdet mellom tilbakeføringsmomentet og vinkelforskyvningen av kardan-ringen om den annen akse (3) er regulerbart.

4. Anordning ifølge krav 2 og/eller 3,

k a r a k t e r i s e r t ved at det er anordnet en innretning (50) for avføling av endringer i frekvensen av den oscillerende vinkelforskyvning om den første akse, og en innretning (51,52,53) for justering av forholdet mellom tilbakeføringsmomentet og vinkelforskyvningen av kardan-ringen under påvirkning av de avfølte endringer i frekvensen.

5. Anordning ifølge krav 1, der innretningen for utøvelse

av et tilbakeføringsmoment er en fjær (18) koblet mellom legemet og kardan-ringen,

k a r a k t e r i s e r t ved at fjæren har innstillbar tilbakeføringskarakteristikk.

6. Anordning ifølge krav 5,

k a r a k t e r i s e r t ved at fjæren er en hydraulisk fjær.

7. Anordning ifølge krav 1,

k a r a k t e r i s e r t ved at tilbakeføringsmomentet varierer etter en ikke-lineær funksjon av vinkelforskyvningen av kardan-ringen om den annen akse ut fra den vinkelstilling i hvilken den tredje akse ligger tilnærmet vinkelrett på den første akse, slik at forholdet mellom tilbakeføringsmomentet og vinkelforskyvningen av kardan-ringen om den annen akse er mindre for små vinkelforskyvninger av kardan-ringen om den annen akse enn for store vinkelforskyvninger av kardan-ringen om den annen akse.

8. Anordning ifølge krav 7,

k a r a k t e r i s e r t ved at innretningen for utøvelse av et tilbakeføringsmoment omfatter en fjær (18) med ikke-lineær tilbakeføringskarakteristikk.

9. Anordning ifølge krav 8,

k a r a k t e r i s e r t ved at tilbakeføringskarakteristikken av fjæren undergår diskrete endringer med tilbakeføringskarakteristikken konstant mellom disse endringer.

10. Anordning ifølge krav 7,

k a r a k t e r i s e r t ved at endringshastigheten av tilbakeføringsmomentet øker som funksjon av vinkelforskyvningen av kardan-ringen om den annen akse ut fra den vinkelstilling i hvilken den tredje akse ligger i det vesentlige vinkelrett på den første akse.

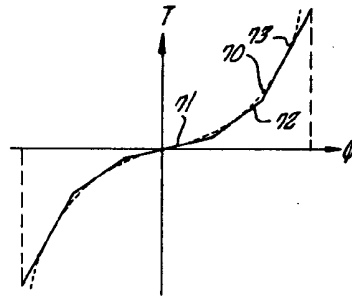
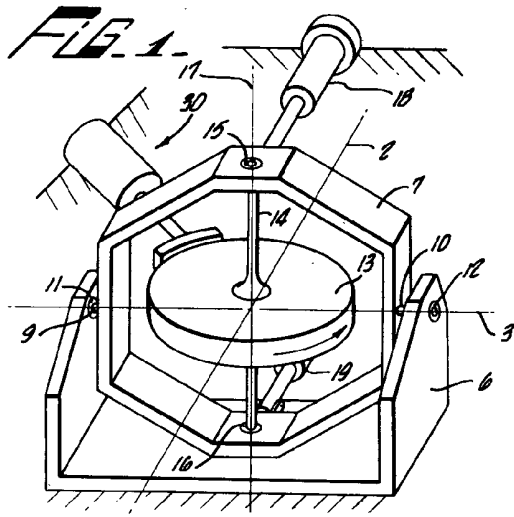
11. Anordning ifølge krav 8,

k a r a k t e r i s e r t ved at tilbakeføringskarakteristikken av fjæren for store vinkelforskyvninger av kardan-ringen om den annen akse er tilstrekkelig stor til at vinkelforskyvningen av kardan-ringen som følge av presesjon ikke overskrider  $45^{\circ}$  for det maksimale oscillerende spiss-moment som legemet utsettes for.

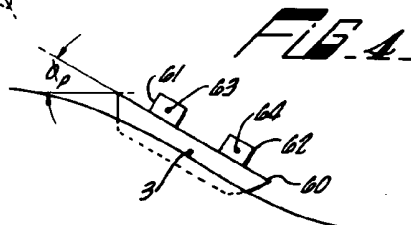
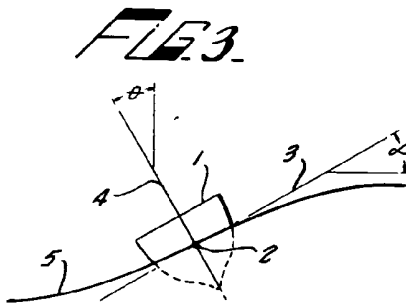
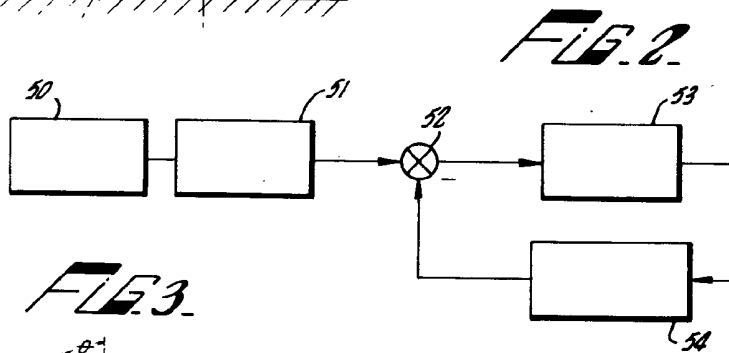
Anførte publikasjoner:

Britisk patent nr. 549.893

124768



**FIG. 6.**



124768

