



(12)

BREVET DE INVENȚIE

(21) Nr. cerere: **a 2010 00677**

(22) Data de depozit: **29.07.2010**

(45) Data publicării mențiunii acordării brevetului: **30.05.2014** BOPI nr. **5/2014**

(41) Data publicării cererii:
30.05.2011 BOPI nr. **5/2011**

(73) Titular:
• **UNIVERSITATEA "TRANSILVANIA" DIN
BRAȘOV, BD.EROILOR NR.29, BRAȘOV,
BV, RO**

(72) Inventatori:
• **VIȘA ION, STR.CLOȘCA NR.48, BRAȘOV,
BV, RO;**
• **DUȚĂ-CAPRĂ ANCA, STR.HĂRMANULUI
NR.15 A, BL.211, SC.C, ET.3, AP.8,
BRAȘOV, BV, RO;**
• **DIACONESCU DORIN,
STR.TUDOR VLADIMIRESCU NR.36, BL.3,
AP.10, BRAȘOV, BV, RO;**

• **SĂULESCU RADU, STR.PANSELUȚEI
NR.10, BL.3, SC.A, ET.4, AP.17, CODLEA,
BV, RO;**
• **VĂTĂȘESCU MONICA,
STR. LĂCRĂMIOARELOR NR.5, BL.9, SC.A,
AP.17, BRAȘOV, BV, RO;**
• **BURDUHOS BOGDAN,
STR.SIMION BĂRNUȚIU NR.18, SIBIU, SB,
RO;**
• **ȚOȚU IOAN, PIAȚA SFATULUI NR.29,
AP.2, BRAȘOV, BV, RO;**
• **CREANGĂ NORA, STR.EGALITĂȚII
NR.26, BRAȘOV, BV, RO**

(56) Documente din stadiul tehnicii:
**RO 125253 A2; US 20070215199 A1;
EP 1998122 A1; US 4108019**

(54) **MECANISM DE ORIENTARE**



RO 126335 B1

1 Inventția se referă la un mecanism de orientare, de tip romboid, care este acționat de
un actuator liniar, destinat orientării unor platforme solare după o axă, caracterizat printr-o
3 cursă unghiulară mare, în vecinătatea valorii de 180° , în condițiile evitării blocării și a supra-
încărcării mecanismului patrulater, și a realizării unui gabarit relativ redus, cu scopul de a
5 maximiza radiația solară receptată de platformă.

Este cunoscut un mecanism de orientare articulată (cu bare articulate), constituit
7 dintr-un lanț cinematic de tip triunghi deformabil, în care o latură este materializată printr-un
actuator liniar electric (mai rar hidraulic sau pneumatic), care este utilizat pentru orientarea
9 unor platforme fotovoltaice sau solar termice, după o axă de elevație caracterizată printr-o
cursă unghiulară care nu depășește uzual 90° (www.wattsun.com; www.solenergy.com.au
11 etc). Acest mecanism de orientare are dezavantajul că nu poate fi utilizat pentru curse
unghiulare mari, din cauza reducerii unghiurilor de transmitere (la capete de cursă) la valori
13 situate în domeniul blocării.

Este cunoscut, de asemenea, un mecanism de orientare, ce realizează curse unghiulare
15 mari (**EP 1998122 A1**), constituit dintr-un reductor de turație, cu raport de transmitere foarte
ridicat, acționat printr-un servomotor electric. Acest tip de mecanism de orientare are
17 următoarele dezavantaje principale, față de un mecanism articulată cu actuator liniar: a) preț
de cost net mai mare, și b) complexitate structurală, constructivă și tehnologică net mai ridicată.

19 Mai este cunoscut un mecanism de orientare patrulater (**US 2007/0215199 A1**), cu
bare articulate, constituit dintr-un lanț cinematic de tip balansier scurt-bielă-balansier lung,
21 în care balansierul lung efectuează o cursă unghiulară, după o axă de elevație caracterizată
printr-o cursă unghiulară care nu depășește uzual 90° , care este pus în mișcare sub acțiunea
23 unui actuator liniar, articulată între balansierul scurt și bielă. Acest tip de mecanism are
dezavantajul că este un mecanism cu care nu se poate face o cursă unghiulară mare, cu
25 unghiuri de presiune relativ mari, și necesită o suprafață de desfășurare mai mare, ceea ce
implică și costuri de fabricație mai mari.

27 Este, de asemenea, cunoscut un mecanism de orientare romboid, alcătuit dintr-un
mecanism patrulater (J.A. Chojnacki et al., *Influence of the Accuracy of Positioning of the*
29 *Photovoltaic System on Electrical Parameters and on the Quantity of Produced Electric Power*,
23rd European Photovoltaic Solar Energy Conference, 1-5.09.2008, Valencia, Spania, pp.
31 3558-3561), cu bare articulate, constituit dintr-un lanț cinematic de tip balansier scurt-bielă
(de aceeași lungime cu balansierul scurt)-balansier lung și bază (de aceeași lungime cu
33 balansierul lung), în care actuatorul liniar (articulată la un capăt între balansierul scurt și bielă,
și, la celalalt capăt, între balansierul lung și bază), prin acțiunea lui, induce o cursă unghiulară
35 balansierului lung (solidar cu panoul PV) de circa 90° . Acest tip de mecanism are dezavantajul
că este un mecanism cu care nu se poate face o cursă unghiulară mare, cu unghiuri de
37 presiune relative mari (existând riscul blocării la ducerea panoului în poziție orizontală).

Problema tehnică pe care o rezolvă invenția constă în creșterea cursei unghiulare de
39 ieșire a unui mecanism articulată, echipat cu un actuator liniar, cu menținerea unghiurilor de
transmitere în afara domeniului de blocare (uzual $>25^\circ$).

41 Mecanismul de orientare, conform invenției, înlătură dezavantajele de mai sus prin
aceea că este alcătuit dintr-un mecanism patrulater de tip romboid, alcătuit dintr-un balansier
43 scurt, o bielă, un balansier lung, de aceeași lungime cu biela, și o bază de aceeași lungime
cu balansierul scurt, care este acționat de un actuator liniar, prevăzut cu două articulații: una
45 cu baza, dispusă excentric față de articulația dintre balansierul scurt și bază, și una suprapusă
cu articulația dintre bielă și balansierul lung, actuator care induce balansierului scurt, prin
47 intermediul bielei și balansierului lung, o cursă unghiulară mare, în vecinătatea valorii de 180° .

RO 126335 B1

Avantajele invenției sunt următoarele:	1
- extinde utilizarea unui actuator liniar și la realizarea unei curse unghiulare de orientare mari (specifice orientării diurne din sistemele de orientare a platformelor solare);	3
- are o construcție relativ simplă, fiabilitate ridicată, și nu ridică probleme tehnologice speciale;	5
- este relativ ieftin, datorită actuatorilor liniare care se găsesc pe piață într-o largă varietate constructivă și sunt net mai ieftine decât cele rotative, în condiții similare de precizie;	7
- este ireversibil (datorită ireversibilității actuatorului liniar cu șurub), asigurând blocarea sistemului de orientare (în poziție de repaus) fără dispozitive speciale de frânare/blocare.	9
Se prezintă, în continuare, un exemplu de realizare a invenției, în legătură cu fig. 1-19:	
- fig. 1, schema cinematică 2D a unui mecanism de orientare, conform invenției, reprezentat în poziții extreme, cu notații pentru elementele componente și cursele unghiulare;	11
- fig. 2, schema cinematică 2D a unui mecanism de orientare, conform invenției, reprezentat în poziții extreme, cu notații pentru lungimile mecanismului patrulater;	13
- fig. 3, schema cinematică 2D a unui mecanism de orientare, conform invenției, reprezentat în poziții extreme, cu notații pentru lungimile extreme ale actuatorului și pentru distanța minimă dintre axa actuatorului și axa stâlpului de susținere a platformei;	17
- fig. 4, familie de curbe pentru variația cursei unghiulare a în funcție de unghiul de transmitere minim b_{\min} ;	19
- fig. 5, familie de curbe pentru variația unghiului c în funcție de unghiul de transmitere minim b_{\min} ;	21
- fig. 6, familie de curbe pentru variația unghiului d în funcție de unghiul de transmitere minim b_{\min} ;	23
- fig. 7, familie de curbe pentru variația raportului k_d în funcție de unghiul de transmitere minim b_{\min} ;	25
- fig. 8, familie de curbe pentru variația raportului k_i în funcție de unghiul de transmitere minim b_{\min} ;	27
- fig. 9, familie de curbe pentru variația raportului k_s în funcție de unghiul de transmitere minim b_{\min} ;	29
- fig. 10, familie de curbe pentru variația cursei unghiulare e în funcție de unghiul de transmitere minim b_{\min} ;	31
- fig. 11, familie de curbe pentru variația cursei unghiulare f în funcție de unghiul de transmitere minim b_{\min} ;	33
- fig. 12, familie de curbe pentru variația raportului k_g în funcție de unghiul de transmitere minim b_{\min} , pentru $k_5 = 2$;	35
- fig. 13, familie de curbe pentru variația raportului k_s în funcție de unghiul de transmitere minim b_{\min} , pentru $k_5 = 2,2$;	37
- fig. 14, familie de curbe pentru variația raportului k_g în funcție de unghiul de transmitere minim b_{\min} , pentru $k_5 = 2,2$;	39
- fig. 15, familie de curbe pentru variația raportului k_s în funcție de unghiul de transmitere minim b_{\min} , pentru $k_5 = 1,8$;	41
- fig. 16, familie de curbe pentru variația raportului k_g în funcție de unghiul de transmitere minim b_{\min} , pentru $k_5 = 1,8$;	43
- fig. 17, schema 3D a unui exemplu de aplicare a mecanismului din fig. 1, 2 și 3;	
- fig. 18, detaliu al mecanismului de orientare de tip romboid, din fig. 17;	45
- fig. 19, algoritm de calcul pentru sinteza dimensională a mecanismului de orientare de tip romboid.	47

RO 126335 B1

1 Mecanismul de orientare conform invenției, în legătură cu fig. 1, 2, 3, 17, 18, este format
2 dintr-un mecanism patrulater plan, de tip romboid, acționat de un actuator liniar, ale cărui
3 poziții extreme sunt reprezentate în fig. 1, 2 și 3, cu linie continuă și, respectiv, întreruptă.
4 Mecanismul de orientare conține un mecanism patrulater articulată, de tip romboid 1-2-3-4,
5 alcătuit dintr-un balansier 1 scurt de lungime l_1 , o bielă 2 de lungime l_2 , un balansier 3 lung
6 de aceeași lungime cu biela 2, și o bază 4 de aceeași lungime cu balansierul 1 scurt, care
7 este acționat de un actuator A liniar, cu două articulații: o articulație cu baza 4, dispusă
8 excentric față de articulația 1-4, și o articulație suprapusă cu articulația 2-3.

9 Actuatorul A induce balansierului 1 scurt, prin intermediul bielei 2 și balansierului 3
10 lung, o cursă unghiulară a mare (în jurul valorii de 180°). Mecanismul patrulater 1-2-3-4, în
11 care elementul 4 este fix, are o funcționare optimă (fără tendința de blocare și de
12 supraîncărcare) dacă în pozițiile sale extreme (fig. 1, 2 și 3) unghiul ascuțit format de
13 elementele 1 și 2 (poziție extinsă), respectiv, 3 și 4 (poziție strânsă) realizează unghiuri (de
14 transmitere) a căror valoare b nu coboară sub o valoare minim admisă ($b_{\min.ad}$), care
15 asigură evitarea tendinței de blocare (uzual $b_{\min.ad} > 25^\circ$); îndeplinirea acestei condiții,
16 însoțită de realizarea unei curse unghiulare a impuse, și de evitarea coliziunii dintre actuator
17 și articulația 1-4, este posibilă numai pentru anumite corelații între lungimile elementelor
18 mecanismului patrulater. Aceste corelații pot fi determinate grafic cu ajutorul fig. 4-16, bazate
19 pe adoptarea unor rapoarte k_2 ($k_2 = l_2/l_1$) și k_5 ($k_5 = l_5/l_1$), cu valori discrete în intervale
20 rezonabile ($k_2 = 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,2$ și $k_5 = 1,8; 2; 2,2$).

21 În continuare se prezintă un exemplu de sinteză dimensională, bazat pe un algoritm
22 ilustrat în fig. 19 și pe fig. 4-16.

23 EXEMPLU DE CALCUL

24 Se cunosc următoarele date:

- 25 • structura mecanismului de orientare în care dimensiunile $l_1, l_2, l_5, l_d, l_i, l_g$ sunt necunoscute (fig. 2 și 3);
- 27 • cursa unghiulară de orientare impusă: $a = 210^\circ$;
- 28 • unghiul de transmitere minim admis $b_{\min.ad} = 25^\circ$ (pentru evitarea tendinței de
29 blocare: $b \geq b_{\min.ad} = 25^\circ$).

30 Se cer:

31 a) valorile unghiurilor c, d, e, f și valorile rapoartelor $k_d = l_d/l_1, k_i = l_i/l_1, k_s = l_s/l_1, k_g = l_g/l_1$
32 pentru care se realizează un gabarit redus și unghiuri de transmitere cât mai mari;

33 b) dimensiunile mecanismului în premisa unei aplicații în care: 1) se folosește un
34 actuator cu o cursă $l_s = 1000$ mm, 2) momentul maxim de încărcare datorat vântului impune
35 utilizarea unui balansier de lungime $l_1 = 300$ mm, 3) pentru evitarea interferenței dintre actuator
36 și stâlp, este necesară o distanță $l_g \geq 85$ mm.

37 Etapa I

38 Pentru valori impuse ale unghiului de transmitere b , și considerând pentru raportul
39 k_2 valori discrete în domeniul 1,4-2,2 ($k_2 = l_2/l_1 = 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,2$), se calculează valorile
40 unghiurilor c, d și a , și se construiește familia de curbe de tipul celor din fig. 4, pe baza
41 relațiilor:

$$43 \quad c = \arctg \frac{k_2 \sin b}{k_2 \cos b - 1}, \quad d = \arctg \frac{k_2 \sin b}{k_2 \cos b + 1}, \quad a = 2[180 - (c + d)]$$

RO 126335 B1

Pentru o valoare impusă a cursei unghiulare a se determină valorile unghiului b_{\min} , în funcție de raportul k_2 , reținându-se numai valorile care asigură evitarea blocării ($b_{\min} \geq b_{\min.ad}$); se determină valoarea discretă minimă k_{2min} care asigură evitarea blocării.

Pentru $a = 210^\circ$ și $k_2 = 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,2$, se obțin următoarele valori (fig. 4): $b_{\min} = 31,8^\circ > 25^\circ$ pentru ($a=210^\circ$; $k_2 = 2,2$); $b_{\min} = 30,5^\circ > 25^\circ$ pentru ($a = 210^\circ$; $k_2 = 2$); $b_{\min} = 28,8^\circ > 25^\circ$ pentru ($a=210^\circ$; $k_2 = 1,8$); $b_{\min} = 26,5^\circ > 25^\circ$ pentru ($a = 210^\circ$; $k_2 = 1,6$) și $b_{\min} = 22,8^\circ < 25^\circ$ pentru ($a=210^\circ$; $k_2 = 1,4$); evident, dintre acestea, valoarea finală se exclude!

Etapa a II-a

Se construiesc familii de curbe de tipul celor din fig. 5 și 6, pe baza relațiilor prezentate în etapa I.

Considerând $k_2 \geq 1,6$, se determină valorile lui c și d , corespunzătoare perechilor ($a; k_2$), pentru care în etapa I s-au obținut valori $b_{\min} > b_{\min.ad}$.

Pentru perechile ($a=210^\circ$; $k_2 \geq 1,6$) decelate în prima etapă, obținem: $c=59^\circ$ și $d=16,5^\circ$ pentru ($a = 210^\circ$; $k_2 = 1,6$); $c=56^\circ$ și $d=18,5^\circ$ pentru ($a = 210^\circ$; $k_2 = 1,8$); $c=54,5^\circ$ și $d=20,5^\circ$ pentru ($a = 210^\circ$; $k_2 = 2$); $c=53^\circ$ și $d=22^\circ$ pentru ($a = 210^\circ$; $k_2 = 2,2$).

Etapa a III-a

Se construiesc familii de curbe de tipul celor din fig. 7...9, pe baza relațiilor:

$$k_d = \frac{l_d}{l_1} = \sqrt{k_5^2 + k_2^2 + 2 \cdot k_5 \cdot k_2 \cdot \cos b_{\min}}, k_i = \frac{l_i}{l_1} = \sqrt{k_5^2 + k_2^2 - 2 \cdot k_5 \cdot k_2 \cdot \cos b_{\min}}$$

$$k_s = k_d - k_i; (s = l_d - l_i).$$

Considerând $k_2 \geq k_{2min}$ și $k_5 = 2$, se determină k_d, k_i, k_s pentru perechile (a, k_2). Pentru perechile ($a = 210^\circ$; $k_2 \geq 1,6$) decelate în prima etapă, se obține: ($k_d = 3,5$; $k_i = 0,9$; $k_s = 2,6$) pentru ($a = 210^\circ$; $k_2 = 1,6$); ($k_d = 3,7$; $k_i = 0,95$; $k_s = 2,75$) pentru ($a = 210^\circ$; $k_2 = 1,8$); ($k_d = 3,85$; $k_i = 1,05$; $k_s = 2,8$) pentru ($a = 210^\circ$; $k_2 = 2$) și ($k_d = 4,05$; $k_i = 1,15$; $k_s = 2,9$) pentru ($a = 210^\circ$; $k_2 = 2,2$).

Etapa a IV-a

Se construiesc familii de curbe de tipul celor din fig. 10 și 11, pe baza relațiilor:

$$e = \arcsin[k_5 \cdot (\sin b_{\min}) / k_j] - 2(c - b), \quad f = 2(b - d) - \arcsin[k_5 \cdot (\sin b_{\min}) / k_d].$$

Se determină valorile unghiurilor e și f pentru diferite valori (a, k_2, k_5). Pentru tripletele ($a = 210^\circ$; $k_2 \geq 1,6$; k_5) utilizate, se obțin: $e = 40^\circ$ și $f = 1,7^\circ$; pentru ($a = 210^\circ$; $k_2 = 1,6$; $k_5 = 2$); $e = 48^\circ$ și $f = 2,6^\circ$; pentru ($a = 210^\circ$; $k_2 = 1,8$; $k_5 = 2$); $e = 33,5^\circ$ și $f = 3,6^\circ$; pentru ($a = 210^\circ$; $k_2 = 2$; $k_5 = 2$); $e = 22^\circ$ și $f = 1,4^\circ$ pentru ($a = 210^\circ$; $k_2 = 2,2$; $k_5 = 2$).

Etapa a V-a

Se construiește o familie de curbe de tipul celei din fig. 12, pe baza relației:

$$k_g = l_g / l_1 = (k_5 - 1) \sin(2d + f - b_{\min}).$$

Se determină valorile k_g pentru tripletele (a, k_2, k_5) utilizate anterior. Pentru tripletele ($a = 210^\circ$; $k_2 \geq 1,6$; k_5) alese, se obțin: $k_g = 0,14$ pentru ($a = 210^\circ$; $k_2 = 1,6$; $k_5 = 2$); $k_g = 0,19$ pentru ($a = 210^\circ$; $k_2 = 1,8$; $k_5 = 2$); $k_g = 0,24$ pentru ($a = 210^\circ$; $k_2 = 2$; $k_5 = 2$); $k_g = 0,29$ pentru ($a = 210^\circ$; $k_2 = 2,2$; $k_5 = 2$).

Pentru comparație, în fig. 13, 15 și în fig. 14, 16 sunt reprezentate variații ale rapoartelor k_s și, respectiv, k_g , pentru valori discrete ale raportului k_5 , situate în vecinătatea celei utilizate în exemplul considerat mai sus ($k_5 = 2$): $k_5 = 2,2$ și, respectiv, $k_5 = 1,8$ pentru care au rezultat următoarele valori: $k_s = 2,65$ și $k_g = 0,15$ pentru ($a = 210^\circ$; $k_2 = 1,6$; $k_5 = 2,2$); $k_s = 2,8$ și $k_g = 0,215$ pentru ($a = 210^\circ$; $k_2 = 1,8$; $k_5 = 2,2$); $k_s = 2,95$ și $k_g = 0,275$ pentru

RO 126335 B1

1 (a = 210°; k₂ = 2; k₅ = 2,2); k_s = 3,05 și k_g = 0,33 pentru (a = 210°; k₂ = 2,2; k₅ = 2,2), respectiv
k_s = 2,5 și k_g = 0,12 pentru (a = 210°; k₂ = 1,6; k₅ = 1,8); k_s = 2,59 și k_g = 0,16 pentru (a = 210°;
3 k₂ = 1,8; k₅ = 1,8); k_s = 2,65 și k_g = 0,2 pentru (a = 210°; k₂ = 2; k₅ = 1,8); k_s = 2,7 și k_g = 0,24
pentru (a = 210°; k₂ = 2,2; k₅ = 1,8).

5 Etapa a VI-a

7 Alegerea soluției optime dintre rezultatele obținute, precum și dintre cele care pot fi
generate din acestea prin interpolare liniară depinde de particularitățile concrete ale aplicației
9 practice, privind: gabaritul, cursa culisorului, evitarea coliziunii dintre actuator și stâlpul de
sustinere al platformei etc. Astfel, în condițiile datelor numerice considerate inițial (l_s =
1000mm, l₁ = 300 mm și l_g ≥ 85 mm), rezultă următoarele valori optime: a = 210°; k₂ = l₂/l₁
11 = 2,2; b_{min} = 31,8°; c = 53°; d = 22°; k₅ = l₅/l₁ = 2; e = 22°; f = 4,4°; k_d = l_d/l₁ = 4,05; k_i = l_i/l₁ = 1,15;
k_s = l_s/l₁ = 2,9; k_g = l_g/l₁ = 0,29; l₁ = 300 mm; l₂ = 660 mm; l₅ = 600 mm; l_d = 1215 mm; l_i = 345
13 mm; l_s = 870 mm; l_g = 87 mm.

15 Utilizarea unui astfel de mecanism este exemplificată în fig. 17 și 18, în poziția extremă
strânsă, în cazul orientării diurne a unei platforme solare cu orientare biaxială de tip
azimut-altitudine.

RO 126335 B1

Revendicări

1. Mecanism de orientare, **caracterizat prin aceea că** este alcătuit dintr-un mecanism patrulater de tip romboid, alcătuit dintr-un balansier (1) scurt, o bielă (2), un balansier (3) lung, de aceeași lungime cu biela (2), și o bază (4) de aceeași lungime cu balansierul (1) scurt, care este acționat de un actuator (A) liniar, prevăzut cu două articulații: una cu baza (4), dispusă excentric față de articulația dintre balansierul (1) scurt și bază (4), și una suprapusă cu articulația dintre bielă (2) și balansierul (3) lung, actuator (A) care induce balansierului (1) scurt, prin intermediul bielei (2) și balansierului (3) lung, o cursă unghiulară (a) mare, în vecinătatea valorii de 180° . 3
5
7
9
2. Mecanism de orientare, conform revendicării 1, **caracterizat prin aceea că**, pentru eliminarea tendințelor de blocare, de coliziune stâlp-actuator și de supraîncărcare, rapoartele optime între segmentele mecanismului sunt determinate cu ajutorul unui algoritm de calcul, și sunt notate astfel: $k_2 = l_2 / l_1$, $k_5 = l_5 / l_1$, $k_d = l_d / l_1$, $k_i = l_i / l_1$, $k_s = l_s / l_1$, $k_g = l_g / l_1$, unde l_1 este lungimea balansierului (1) scurt, l_2 este lungimea bielei (2), l_5 este distanța dintre articulațiile bazei (4) cu actuatorul (A) și cu balansierul (3) lung, l_d și l_i sunt distanțele dintre articulațiile actuatorului în pozițiile complet deschis și, respectiv, complet închis, $l_s = l_d - l_i$ este cursa actuatorului (A), iar l_g este distanța minimă dintre axa stâlpului și axa actuatorului, și în care k_2 poate lua valori discrete, cuprinse între 1,4 și 2,2, iar k_5 - între 1,8 și 2,2. 11
13
15
17
19
3. Mecanism de orientare, conform revendicării 2, **caracterizat prin aceea că** lungimile optime ale mecanismului de orientare l_2 , l_5 , l_d , l_i , l_s , l_g se determină în funcție de lungimea balansierului scurt l_1 , pentru o cursă unghiulară (a) de orientare impusă a balansierului (1) scurt, a unui unghi de transmitere ($b_{\min.ad}$) minim admis, cu ajutorul nomogramelor și a algoritmului de calcul. 21
23

(51) Int.Cl.
F24J 2/38^(2006.01),
F24J 2/54^(2006.01)

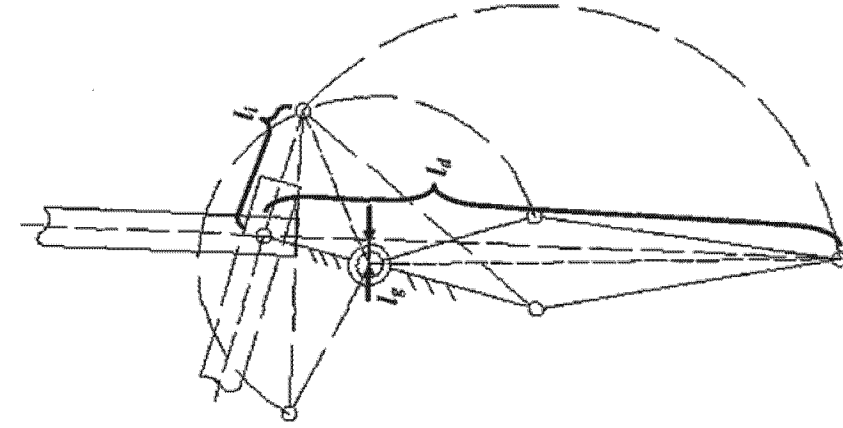


Fig. 3

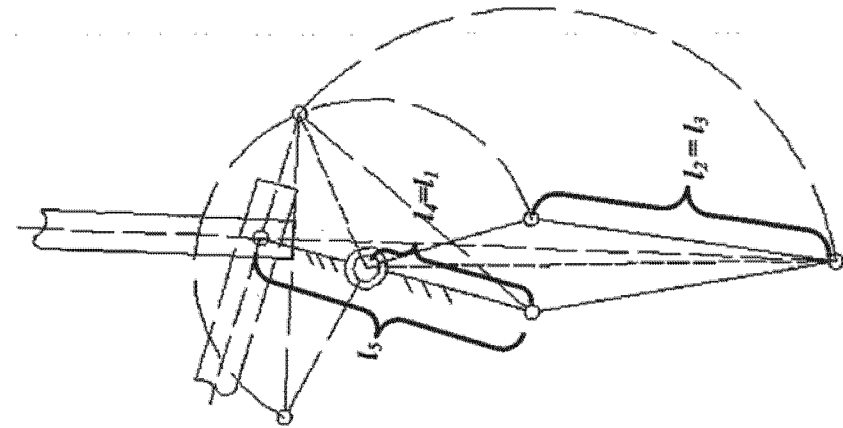


Fig. 2

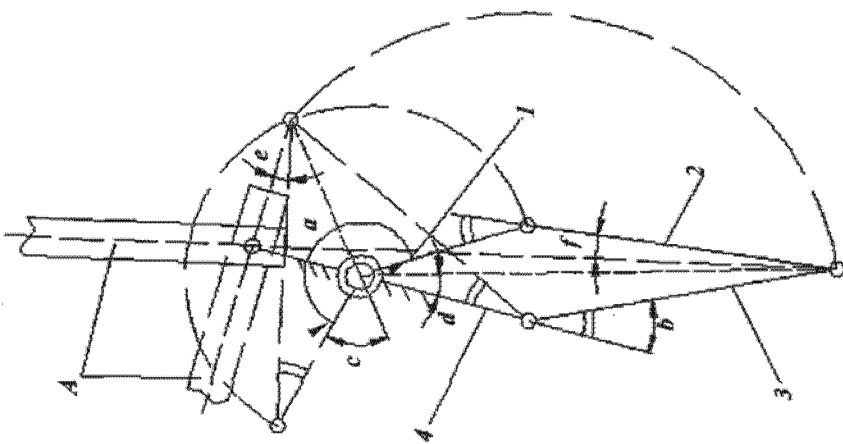


Fig. 1

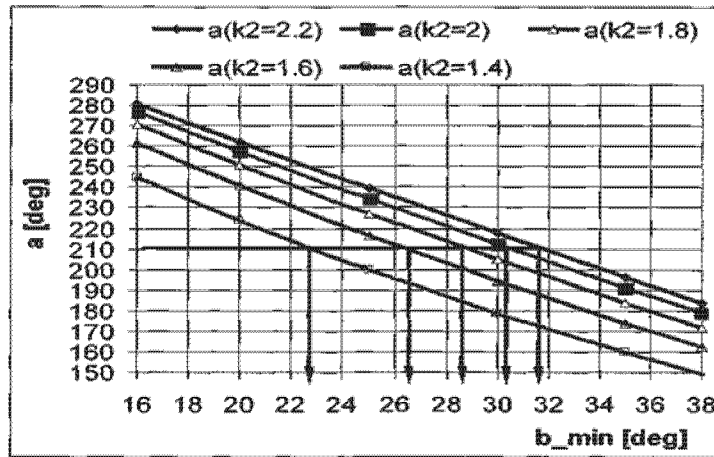


Fig. 4

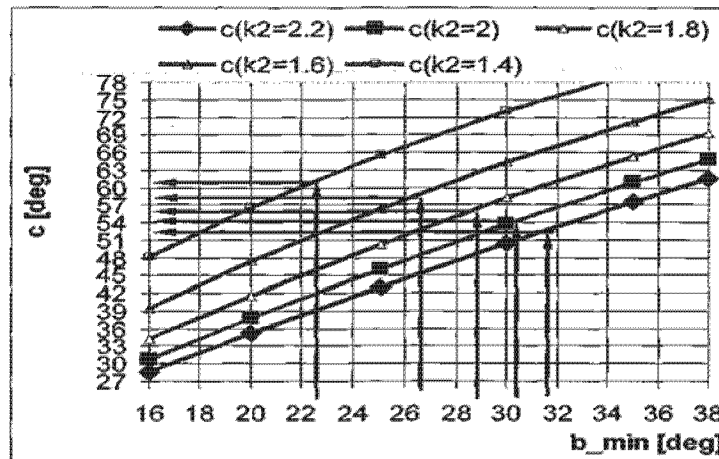


Fig. 5

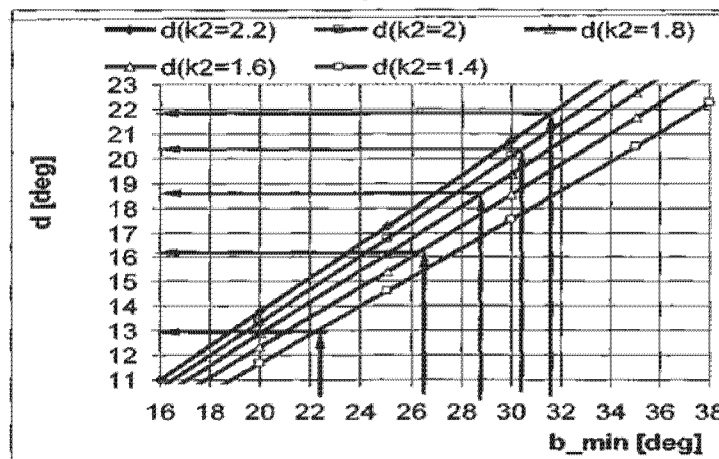


Fig. 6

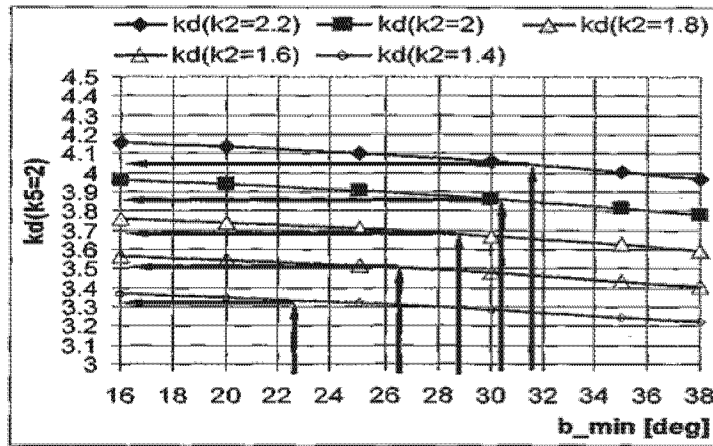


Fig. 7

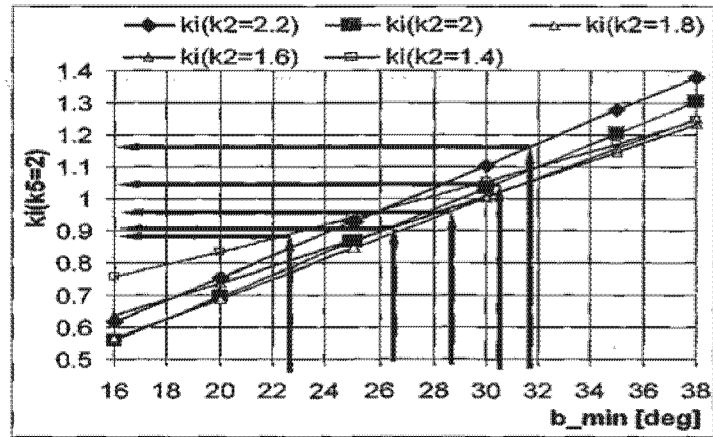


Fig. 8

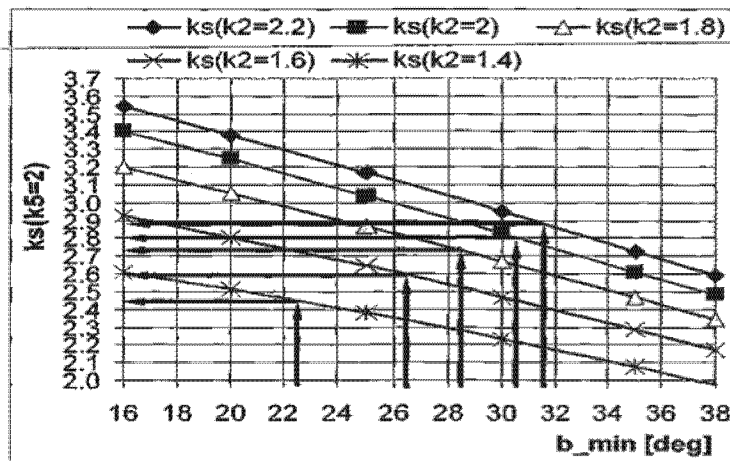


Fig. 9

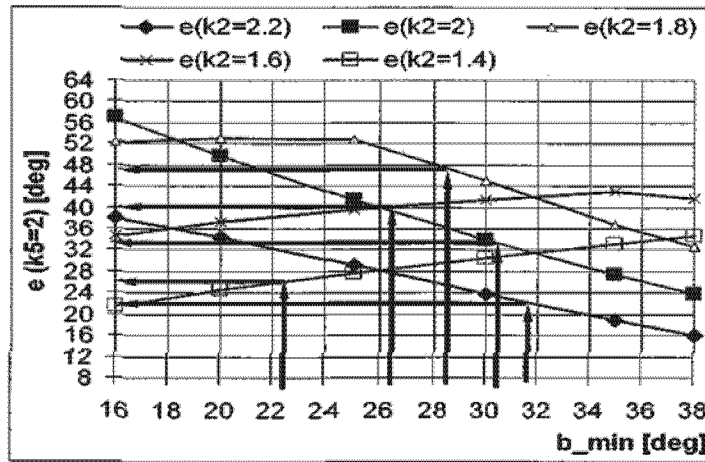


Fig. 10

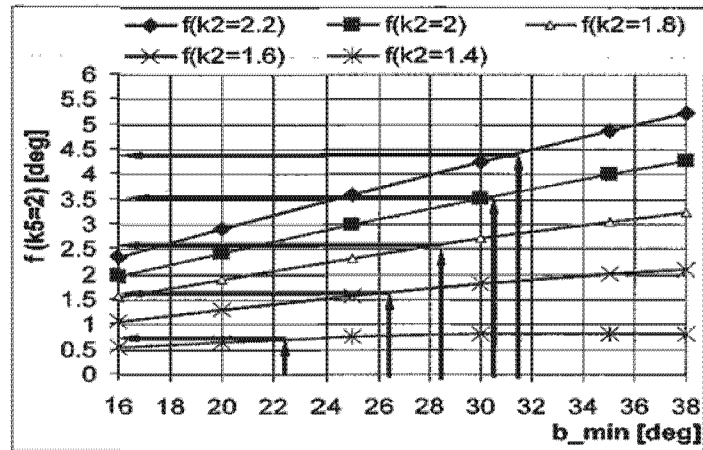


Fig. 11

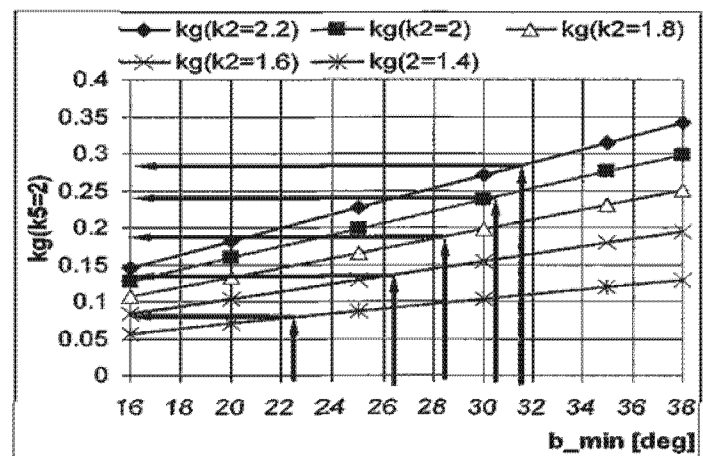


Fig. 12

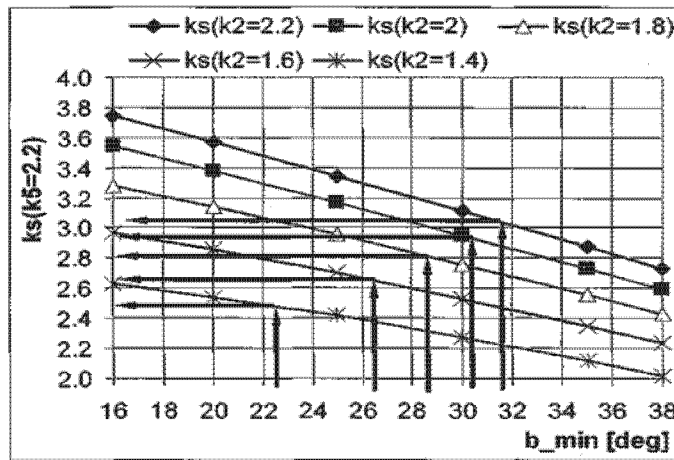


Fig. 13

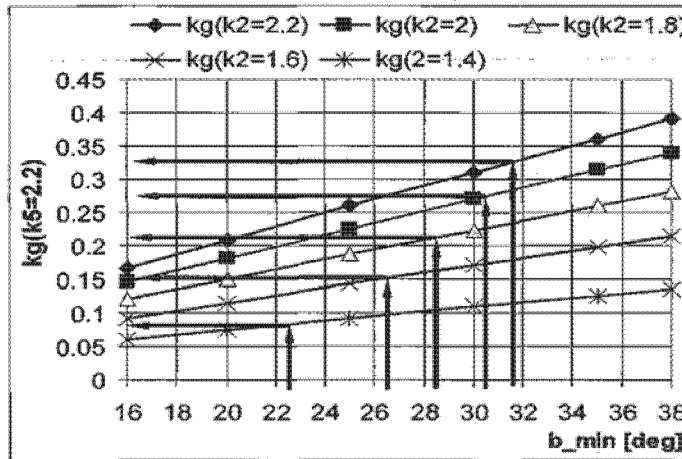


Fig. 14

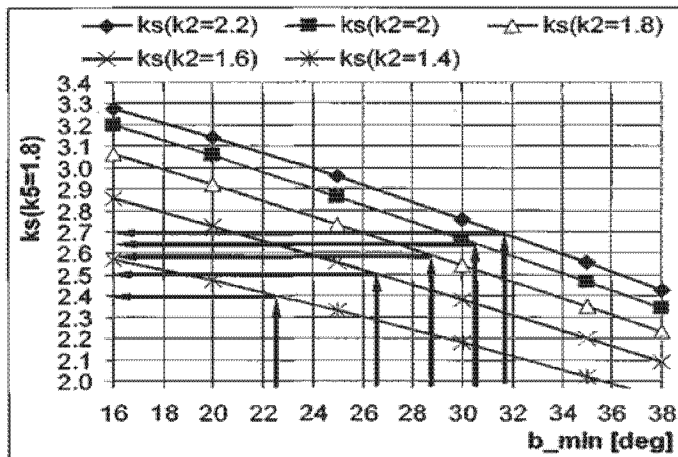


Fig. 15

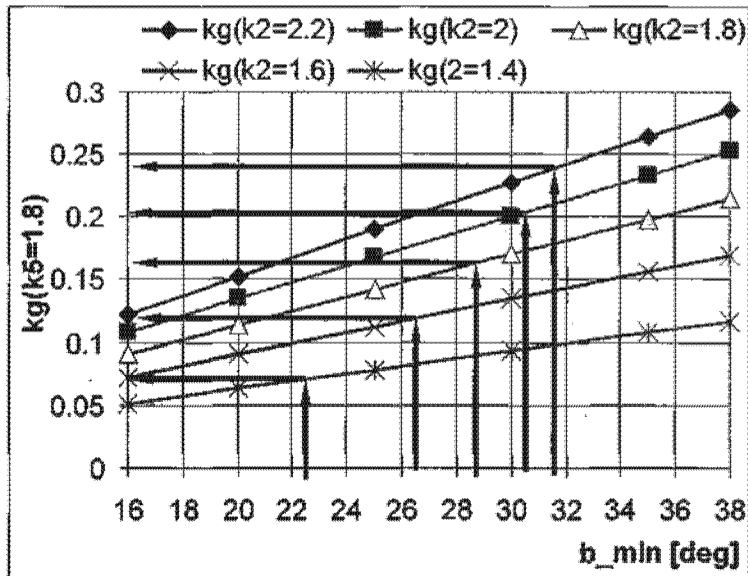


Fig. 16

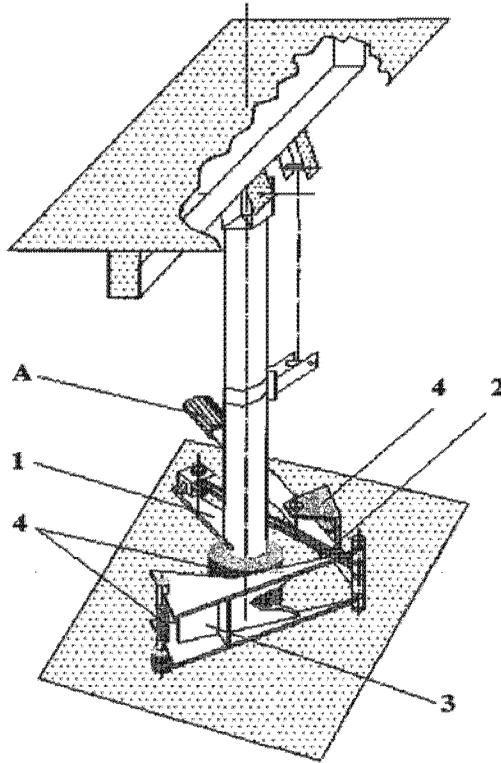


Fig. 17

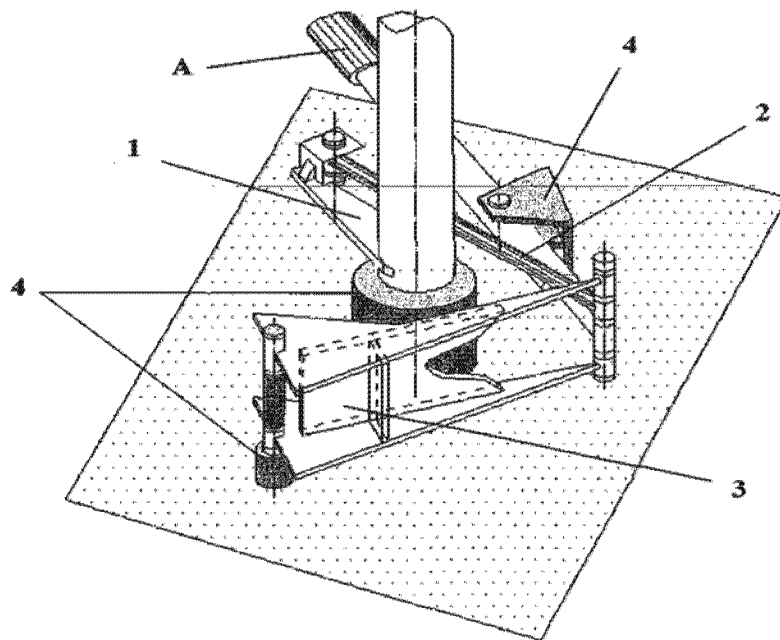


Fig. 18

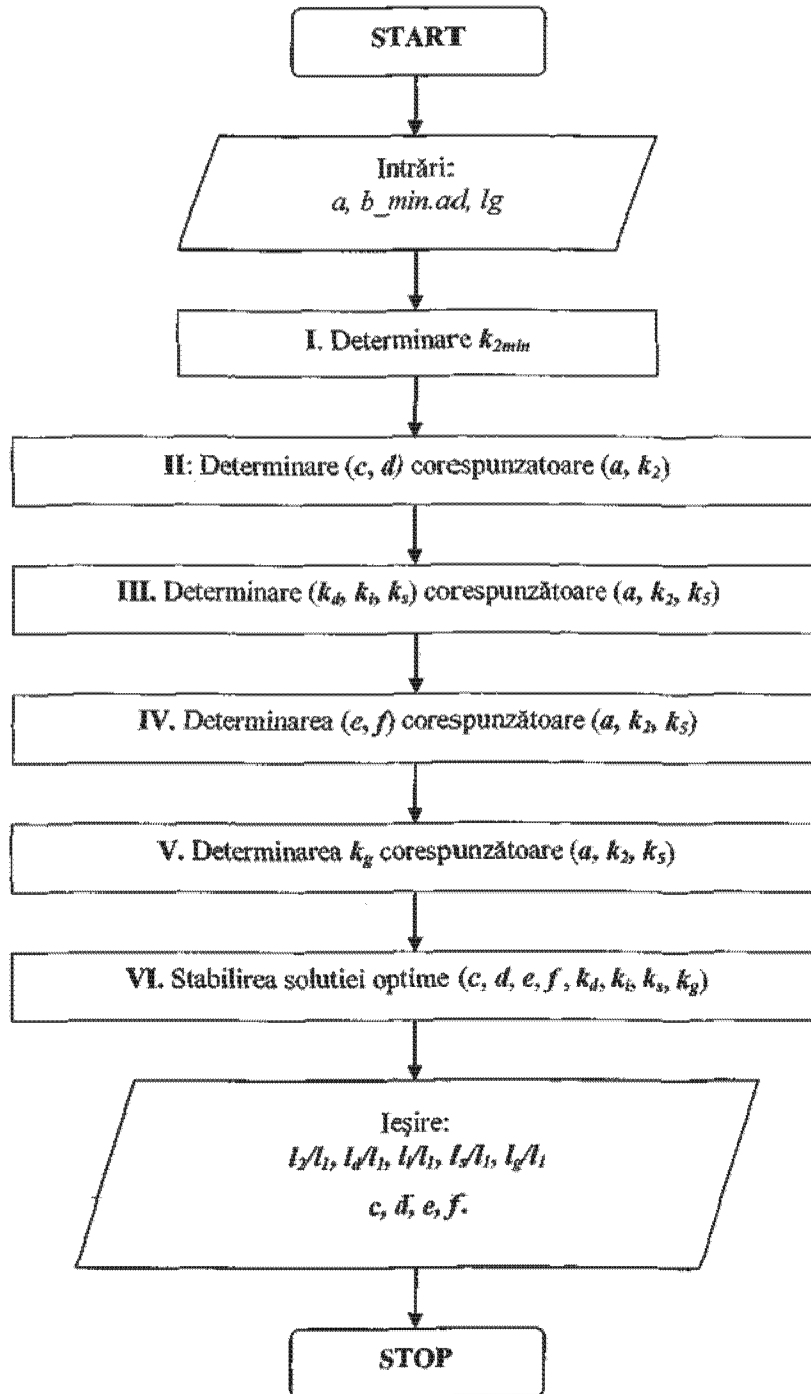


Fig. 19

