



(12)

BREVET DE INVENȚIE

(21) Nr. cerere: **a 2010 01074**

(22) Data de depozit: **08/11/2010**

(45) Data publicării mențiunii acordării brevetului: **30/12/2016** BOPI nr. **12/2016**

(41) Data publicării cererii:
29/04/2011 BOPI nr. **4/2011**

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

(72) Inventatori:
• **VIȘA ION, STR.CLOȘCA NR.48, BRAȘOV,
BV, RO;**
• **DIACONESCU DORIN,
STR.TUDOR VLADIMIRESCU NR.36, BL.3,
AP.10, BRAȘOV, BV, RO;**
• **CREANGĂ NORA, STR. EGALITĂȚII
NR.26, BRAȘOV, BV, RO;**

• **SĂULESCU RADU-GABRIEL,
STR.PANSELUȚEI NR.10, BL.3, SC.A, ET.4,
AP.17, CODLEA, BV, RO;**
• **BADEA MILIAN, BD. GRIVIȚEI NR.66,
BL.4, ET.8, AP.36, BRAȘOV, BV, RO;**
• **ȚOȚU IOAN, PIAȚA SFATULUI NR.29,
AP.2, BRAȘOV, BV, RO;**
• **HERMENEAN IOANA,
STRADA DE MIJLOC NR.150-152, SC.A,
AP.5, BRAȘOV, BV, RO;**
• **BURDUHOS BOGDAN GABRIEL,
STR.SIMION BĂRNUȚIU NR.18, SIBIU, SB,
RO**

(56) Documente din stadiul tehnicii:
**RO 125253 A2; US 6058930;
EP 0706631 B1**

(54) **MECANISM DE ORIENTARE ARTICULAT CU ROȚI DINȚATE**



RO 126230 B1

1 Mecanism de orientare articulată, cu roți dințate, destinat orientării unor module foto-
voltaice sau colectoare termale, după o axă caracterizată printr-o cursă unghiulară mare și
3 construcție simplă, în scopul maximizării energiei solare captate de acestea.

Este cunoscut un mecanism de orientare ce realizează curse unghiulare mari (brevet
5 **EP 1998 122 A1**), construit dintr-un reductor de turație, cu raport de transmitere foarte
ridicat, acționat printr-un servomotor electric. Acest tip de mecanism de orientare are urmă-
7 toarele principale dezavantaje, 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.

9 Mai este cunoscut un mecanism de orientare ce realizează curse unghiulare mari
(brevet **RO 125253 A2**), construit dintr-un mecanism patrulater plan, **ABCD**, alcătuit din două
11 balansiere, balansierul scurt și balansierul lung, o bielă, unde balansierul lung efectuează
o deplasare unghiulară φ_1 , sub acțiunea unui mecanism **DEG** triunghiular plan, cu un
13 actuator liniar, care se transmite amplificat, prin bielă, la balansierul scurt, imprimându-i o
deplasare unghiulară φ_2 cu o valoare de cel puțin două ori mai mare, în condițiile unui gabarit
15 minim și a realizării unor deplasări unghiulare cu valori relativ mari.

Acest tip de mecanism are dezavantajul unui grad de complexitate mai ridicat, ceea
17 ce implică astfel costuri de fabricație mai mari, însoțit de un gabarit relativ mare.

Din brevetul **US 6058930** se cunoaște un mecanism triunghiular plan, de orientare
19 a unui panou solar, ce realizează deplasări unghiulare ale panoului solar pe direcția
Est-Vest. Mecanismul se compune dintr-un actuator liniar ce conține un corp articulată pe un
21 montant solidarizat în fundație, actuator care acționează o tijă articulată cu o manivelă
solidară cu panoul, de asemenea, articulate la un stâlp de susținere, solidarizat în fundație.

23 Invenția își propune să extindă utilizarea mecanismelor cu actuatore liniare și la
sisteme de orientare caracterizate prin curse unghiulare mari, în condițiile unei complexități
25 și a unui gabarit relativ redus.

Problema tehnică pe care o rezolvă invenția este mărirea cursei unghiulare a unui
27 stâlp de susținere a unei platforme solare antrenate de un actuator liniar, prin intermediul
unui sistem de bare articulate și roți dințate, în vederea orientării, după o axă, a unor module
29 fotovoltaice sau colectoare termale.

Mecanismul de orientare conform invenției rezolvă problema tehnică propusă prin
31 compunerea dintr-un actuator liniar articulată la o bază, de lungime l_1 , și un balansier, de
lungime l_2 , articulată la un stâlp de susținere al unei platforme solare, și dintr-un angrenaj la
33 care roțile dințate sunt articulate pe balansier, o roată conducătoare fiind solidară cu
cilindrul/pistonul actuatorului liniar, și cealaltă roată condusă fiind solidară cu stâlpul
35 platformei cu care se rotește, sub acțiunea actuatorului liniar, cu o deplasare unghiulară φ_4 ,
iar pentru eliminarea tendințelor de blocare și de supraîncărcare, rapoartele optime între
37 mărimile geometrice ale mecanismului sunt determinate cu ajutorul unui algoritm de calcul.

Invenția prezintă următoarele avantaje:

39 - mecanismul conform invenției extinde utilizarea unui actuator electric liniar
telescopice și la realizarea unor curse unghiulare de orientare mari;

41 - mecanismul conform invenției folosește proprietățile de funcționare ale unităților
planetare în scopul mării cursei unghiulare;

43 - mecanismul are o construcție simplă și cu fiabilitate ridicată;

- este relativ ieftin și nu ridică probleme tehnologice speciale.

45 Se prezintă, în continuare, un exemplu de realizare a invenției, în legătură și cu fig.
1...9, ce reprezintă:

47 - fig. 1, configurație geometrică 2D a unui mecanism plan articulată, cu roți dințate, în
care este pusă în evidență poziția inițială în care unghiul de transmitere are o valoare minim
49 admisă γ_{\min} ;

RO 126230 B1

- fig. 2, configurație geometrică 2D a unui mecanism plan articulată cu roți dințate, în care este pusă în evidență poziția finală în care unghiul de transmitere are o valoare minim admisă γ_{\min} ; 1 3
- fig. 3, configurație geometrică 2D a unui mecanism plan articulată în care sunt puse în evidență poziția inițială, cea finală și cursa actuatorului S, în care unghiul de transmitere are o valoare minim admisă γ_{\min} ; 5
- fig. 4, configurație geometrică 2D a unui mecanism planetar diferențial, atașat mecanismului plan articulată din fig. 3; 7
- fig. 5, variații ale cursei unghiulare φ_4 în funcție de unghiul de transmitere minim (γ_{\min}) pentru cinci valori discrete ale raportului de transmitere i_0 însoțite de valori numerice ale unghiului γ_{\min} corespunzătoare unei curse unghiulare dintr-un exemplu considerat ($\varphi_4=200^\circ$); 9 11
- fig. 6, variații ale raportului l_1/l_2 (lungime bază/lungime balansier) în funcție de unghiul de transmitere minim (γ_{\min}), pentru șase valori discrete ale raportului k_a ($k_a=AC_1/l_2$), însoțite de valori numerice ale raportului l_1/l_2 corespunzătoare unor unghiuri de transmitere minime din exemplul considerat ($\gamma_{\min} = 34,44; \gamma_{\min} = 48,33$); 13 15
- fig. 7, schema 3D a unui exemplu de aplicare a mecanismului din fig. 1 și 2, în cazul orientării azimutale a unei platforme fotovoltaice cu orientare de tip azimut-altitudine; 17
- fig. 8, detaliu din fig. 7; 19
- fig. 9, algoritm de calcul pentru dimensionarea mecanismului. 21
- Mecanismul de orientare conform invenției este format dintr-un mecanism triunghiular plan articulată (fig. 7, 8), alcătuit dintr-o bază **1** de lungime l_1 , un balansier **2**, de lungime l_2 , articulată la un stâlp de susținere **6** al unei platforme solare, un actuator liniar **D**, de tip cilindru-piston, sau cu șurub, în care cilindrul/pistonul **5** este solidar cu o roată dințată **3**, cu un număr z_3 de dinți, aflată în angrenare cu o roată dințată **4**, cu un număr z_4 de dinți, solidară cu stâlpul **6** al platformei solare; ambele roți sunt articulate cu balansierul **2**, formând un mecanism planetar diferențial, în care: balansierul **2** joacă rol de braț port-satelit, roata **3** este satelit, iar roata centrală **4** este roată condusă. 23 25 27
- Actuatorul liniar **D** induce, prin intermediul roții dințate **3**, o mișcare de rotație roții dințate **4**, pe o cursă unghiulară mare φ_4 . Mecanismul plan **1-2-D**, de tip triunghi cu o latură variabilă, în care elementul **1** este fix, are o funcționare optimă, fără tendința de blocare, dacă în pozițiile sale extreme (fig. 1 și 2) unghiul ascuțit, format de axa actuatorului **D** și axa balansierului **2**, realizează unghiuri de transmitere a căror valoare γ nu coboară sub o valoare minim admisă $\gamma_{\min ad}$, ce asigură evitarea tendinței de blocare, uzual $\gamma_{\min ad} \geq 25^\circ \dots 30^\circ$; îndeplinirea acestei condiții, însoțită de realizarea unei curse unghiulare impuse φ_4 , este posibilă pentru anumite corelații între lungimile elementelor mecanismului de tip triunghi variabil și raportul numerelor de dinți ai roților. Aceste corelații pot fi determinate grafic cu ajutorul fig. 5 și 6, bazate pe adoptarea unor rapoarte $i_0 = -z_3/z_4$ (fig. 4) și $k_a = AC_1/l_2$ (fig. 3), cu valori discrete în intervale rezonabile ($i_0 = -0,6; -0,8; -1; -1,2; -1,4$ și $k_a = 0,2; 0,6; 1; 1,4; 2; 3$). 29 31 33 35 37 39
- În continuare se prezintă un exemplu de dimensionare bazat pe un algoritm prezentat în fig. 9, și pe fig. 5 și 6. 41

RO 126230 B1

1 *Exemplu de calcul*

Se cunosc:

3 - structura mecanismului de orientare în care dimensiunile l_1 , l_2 și AC_1 sunt necunoscute (fig. 1...3);

5 - cursa unghiulară de orientare impusă $\varphi_4 = 200^\circ$;

7 - unghiul de transmitere minim admis $\gamma \geq \gamma_{\min ad} = 30^\circ$ (pentru transmiterea forțelor fără tendința de blocare).

Se cer:

9 a) valorile rapoartelor între dimensiunile mecanismului cu bare articulate l_1/l_2 , $AC_1/l_2 = k_a$ și i_0 ($i_0 = -z_3/z_4$) pentru care se realizează un gabarit cât mai redus și unghiuri de transmitere cât mai mari;

b) dimensiunile mecanismului în premisa unei aplicații în care:

13 - se folosește un actuator liniar cu o cursă de $s = 500$ mm;

15 - gabaritul angrenajului planetar impune utilizarea unui balansier $l_2 = 300$ mm, iar raportul $AC_1/l_2 = k_a = 0,6$.

Etapa I

17 Pentru valoarea impusă a unghiului de orientare $\varphi_4 = 200^\circ$, cu ajutorul fig. 5 se determină valorile unghiului de transmitere γ_{\min} , corespunzătoare valorilor discrete ale raportului de transmitere i_0 , cu reținerea valorilor care asigură evitarea blocării ($\gamma_{\min} \geq \gamma_{\min ad} = 30^\circ$); pentru $\varphi_4 = 200^\circ$ și $i_0 = -0,6$; $-0,8$; -1 ; $-1,2$; $-1,4$ se obțin următoarele valori (fig. 5): $\gamma_{\min} = 34,44^\circ$ ($i_0 = -0,8$) $> \gamma_{\min ad} = 30^\circ$, 40° ($i_0 = -1$) $> \gamma_{\min ad} = 30^\circ$, $44,54^\circ$ ($i_0 = -1,2$) $> \gamma_{\min ad} = 30^\circ$, $48,33^\circ$ ($i_0 = -1,4$) $> \gamma_{\min ad} = 30^\circ$.

Etapa II

23 Cu ajutorul fig. 6 se determină valorile raportului l_1/l_2 , între cele două limite ale lui γ_{\min} pentru fiecare dintre perechile de valori (γ_{\min} ; k_a) stabilite anterior: $l_1/l_2 = 3,86$ pentru ($\gamma_{\min} = 34,44^\circ$, $k_a = 3$), $l_1/l_2 = 2,88$ pentru ($\gamma_{\min} = 34,44^\circ$, $k_a = 2$), $l_1/l_2 = 2,29$ pentru ($\gamma_{\min} = 34,44^\circ$, $k_a = 1,4$), $l_1/l_2 = 1,91$ pentru ($\gamma_{\min} = 34,44^\circ$, $k_a = 1$), $l_1/l_2 = 1,53$ pentru ($\gamma_{\min} = 34,44^\circ$, $k_a = 0,6$), $l_1/l_2 = 1,17$ pentru ($\gamma_{\min} = 34,44^\circ$, $k_a = 0,2$), $l_1/l_2 = 3,82$ pentru ($\gamma_{\min} = 40^\circ$, $k_a = 3$), $l_1/l_2 = 2,83$ pentru ($\gamma_{\min} = 40^\circ$, $k_a = 2$), $l_1/l_2 = 2,25$ pentru ($\gamma_{\min} = 40^\circ$, $k_a = 1,4$), $l_1/l_2 = 1,87$ pentru ($\gamma_{\min} = 40^\circ$, $k_a = 1$), $l_1/l_2 = 1,51$ pentru ($\gamma_{\min} = 40^\circ$, $k_a = 0,6$), $l_1/l_2 = 1,16$ pentru ($\gamma_{\min} = 40^\circ$, $k_a = 0,2$), $l_1/l_2 = 3,77$ pentru ($\gamma_{\min} = 44,54^\circ$, $k_a = 3$), $l_1/l_2 = 2,80$ pentru ($\gamma_{\min} = 44,54^\circ$, $k_a = 2$), $l_1/l_2 = 2,22$ pentru ($\gamma_{\min} = 44,54^\circ$, $k_a = 1,4$), $l_1/l_2 = 1,85$ pentru ($\gamma_{\min} = 44,54^\circ$, $k_a = 1$), $l_1/l_2 = 1,48$ pentru ($\gamma_{\min} = 44,54^\circ$, $k_a = 0,6$), $l_1/l_2 = 1,15$ pentru ($\gamma_{\min} = 44,54^\circ$, $k_a = 0,2$), $l_1/l_2 = 3,74$ pentru ($\gamma_{\min} = 48,33^\circ$, $k_a = 3$), $l_1/l_2 = 2,76$ pentru ($\gamma_{\min} = 48,33^\circ$, $k_a = 2$), $l_1/l_2 = 2,19$ pentru ($\gamma_{\min} = 48,33^\circ$, $k_a = 1,4$), $l_1/l_2 = 1,82$ pentru ($\gamma_{\min} = 48,33^\circ$, $k_a = 1$), $l_1/l_2 = 1,46$ pentru ($\gamma_{\min} = 48,33^\circ$, $k_a = 0,6$), $l_1/l_2 = 1,14$ pentru ($\gamma_{\min} = 48,33^\circ$, $k_a = 0,2$).

Etapa III

37 Alegerea soluției optime dintre rezultatele obținute, sistematizate în tabel, precum și dintre cele care pot fi generate din acestea prin interpolare liniară depinde de particularitățile concrete ale aplicației practice, privind gabaritul, cursa actuatorului liniar, încărcarea structurii etc. Astfel, în condițiile datelor numerice considerate inițial ($s = 500$ mm, $h = 300$ mm și $k_a = 0,6$), din tabelul de mai jos se decelează ca soluție optimă soluția cu valorile înscrise

43 îngroșat:
45 $\varphi_4 = 200^\circ$; $l_2 = 300$ mm, $i_0 = -1$ (adică: $z_3 = z_4$), $\gamma_{\min} = 40^\circ$, $k_a = 0,6$, $l_1 = 452,91$ mm și $s = 459,62$ mm.

RO 126230 B1

Date de intrare:					
$\Delta\varphi = 200^\circ$; $\gamma_{\min.ad.} = 30^\circ$;					
$l_2 = 300 \text{ mm}$; $k_a = AC_1/l_2 = 0,6$;					
$S = AC_2 - AC_1 = 500 \text{ mm}$					
i_0	γ	k_a	l_1/l_2	l_1	s
-	[°]	-	-	[mm]	
-0,8	34,44	0,2	1,17	351,12	494,83
		0,6	1,53	459,85	494,83
		1,0	1,91	573,10	494,83
		1,4	2,29	688,64	494,83
		2,0	2,88	864,23	494,83
		3,0	3,86	1159,89	494,83
-1	40	0,2	1,16	348,10	459,62
		0,6	1,51	452,91	459,62
		1,0	1,87	563,81	459,62
		1,4	2,25	677,82	459,62
		2,0	2,83	851,92	459,62
		3,0	3,82	1146,15	459,62
-1,2	44,54	0,2	1,15	345,33	427,65
		0,6	1,48	446,51	427,65
		1,0	1,85	555,24	427,65
		1,4	2,22	667,84	427,65
		2,0	2,80	840,59	427,65
		3,0	3,77	1133,53	427,65
-1,4	48,33	0,2	1,14	342,83	398,90
		0,6	1,46	440,68	398,90
		1,0	1,82	547,42	398,90
		1,4	2,19	658,74	398,90
		2,0	2,76	830,26	398,90
		3,0	3,74	1122,06	398,90

1

3

5

7

9

11

13

15

17

19

21

23

25

27

29

31

RO 126230 B1

Revendicări

1

3

5

7

9

1. Mecanism de orientare articulată, cu roți dințate, format dintr-un mecanism plan, articulată, de tip triunghi cu o latură variabilă, alcătuit dintr-un actuator liniar (D), articulată la o bază (1) de lungime l_1 , și un balansier (2) de lungime l_2 , articulată la un stâlp de susținere al unei platforme solare, și dintr-un angrenaj cu roți dințate (3 și 4), **caracterizat prin aceea că** angrenajul cu roți dințate (3 și 4) este articulată pe balansier, o roată (3) conducătoare fiind solidară cu cilindrul/pistonul (5) actuatorului liniar (D), și cealaltă roată (4) condusă fiind solidară cu stâlpul (6) platformei cu care se rotește, sub acțiunea actuatorului liniar (D), cu o deplasare unghiulară φ_4 .

11

13

15

17

19

2. Mecanism de orientare, conform revendicării 1, **caracterizat prin aceea că**, pentru eliminarea tendințelor de blocare și de supraîncărcare, rapoartele optime între mărimile geometrice ale mecanismului de antrenare sunt determinate cu ajutorul unui algoritm de calcul, și sunt notate astfel: $k_a = AC_1/l_2$, $s = AC_2-AC_1$, φ_4 , γ_{\min} , l_1 , l_2 , i_0 , unde φ_4 este cursa unghiulară cerută, γ_{\min} este unghiul minim de transmitere, l_1 este lungimea bazei (1), l_2 este lungimea balansierului (2), AC_1 reprezintă mărimea laturii variabile a triunghiului când actuatorul se află în poziție strânsă, s reprezintă cursa actuatorului și, respectiv, AC_2 este mărimea laturii variabile a triunghiului când actuatorul se află în poziție extinsă, iar $i_0 = -z_3/z_4$ este raportul de transmitere unde, pentru rapoartele k_a și i_0 , se consideră inițial valori discrete în intervale cuprinse, respectiv, k_a între 0,2 și 3, iar i_0 între -0,8 și -1,4.

21

23

25

3. Mecanism de orientare, conform revendicării 2, **caracterizat prin aceea că** dimensiunile optime ale mecanismului de orientare l_1 , k_a și s se determină în funcție de lungimea balansierului l_2 , pentru o cursă unghiulară de orientare impusă φ_4 a roții dințate (4) condusă, a unui unghi de transmitere minim admis $\gamma_{\min \text{ ad}}$, cu ajutorul nomogramelor și a algoritmului de calcul.

(51) Int.Cl.
 F24J 2/38 (2006.01);
 F24J 2/54 (2006.01);
 H01Q 1/12 (2006.01)

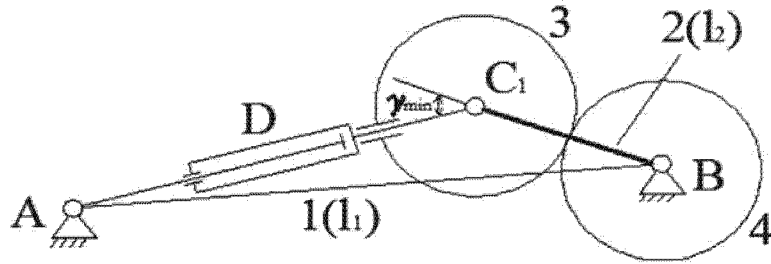


Fig. 1

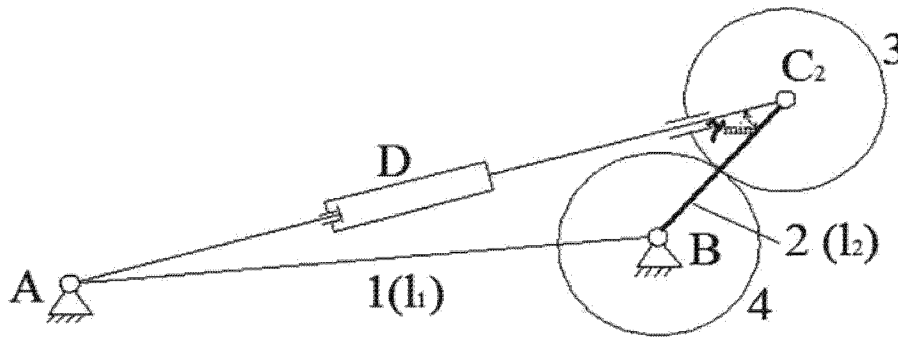


Fig. 2

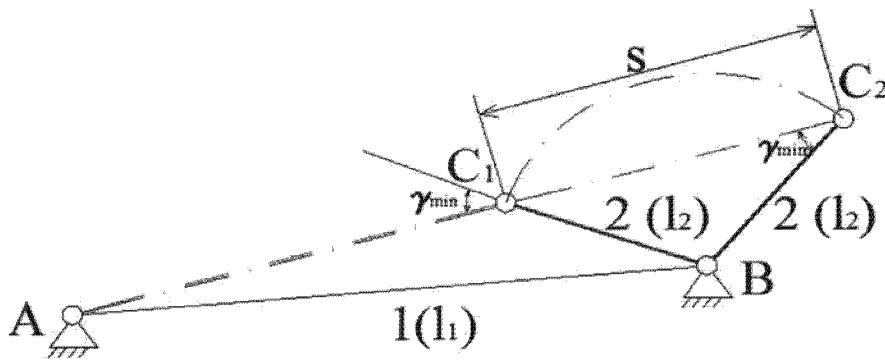


Fig. 3

(51) Int.Cl.
 F24J 2/38 (2006.01);
 F24J 2/54 (2006.01);
 H01Q 1/12 (2006.01)

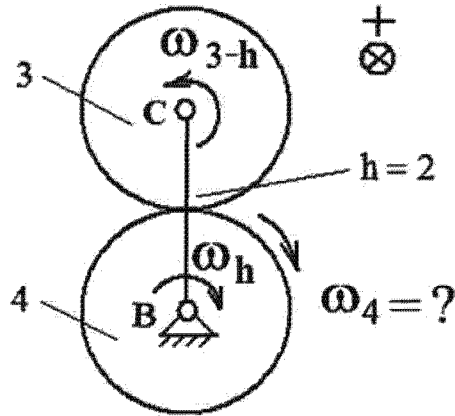
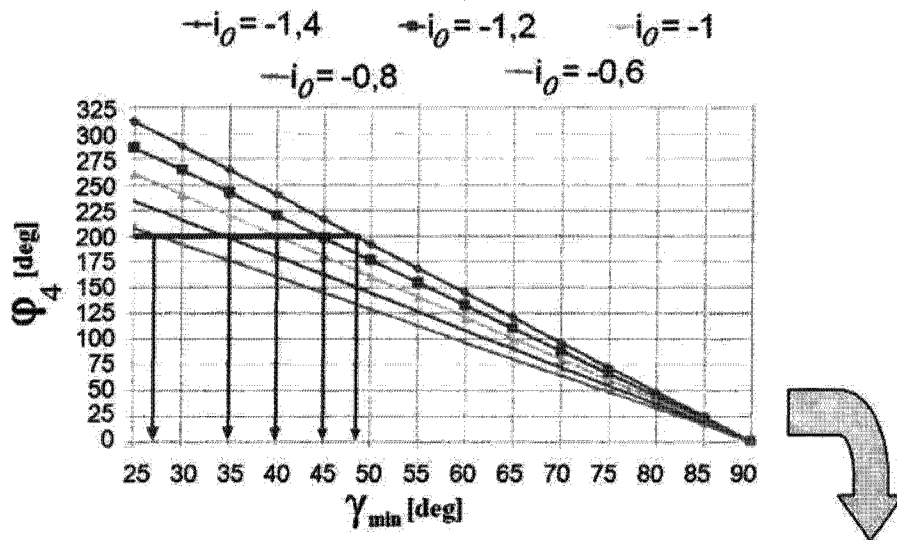


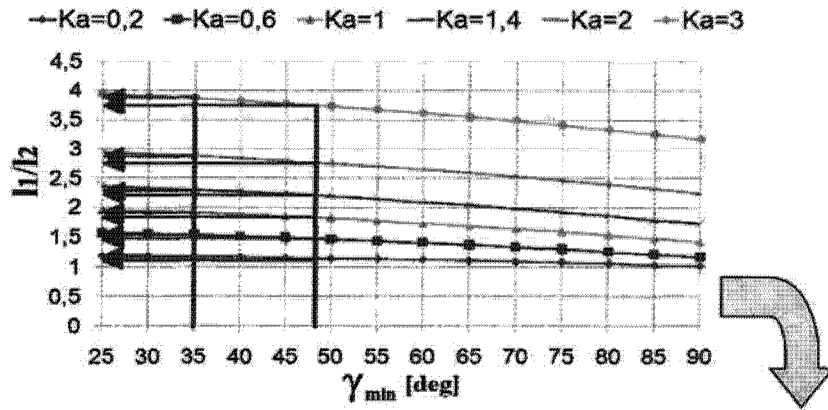
Fig. 4



$\varphi_4 [^\circ]$	200				
i_0	-0.6	-0.8	-1	-1.2	-1.4
$\gamma_{min} [^\circ]$	27.50	34.44	40	44.54	48.33

Fig. 5

(51) Int.Cl.
F24J 2/38 (2006.01);
F24J 2/54 (2006.01);
H01Q 1/12 (2006.01)



$\gamma_{min} [^\circ]$	34.44						48.33					
k_a	0.2	0.6	1	1.4	2	3	0.2	0.6	1	1.4	2	3
l_1/l_2	1.17	1.53	1.91	2.29	2.88	3.86	1.14	1.46	1.82	2.19	2.76	3.74

Fig. 6

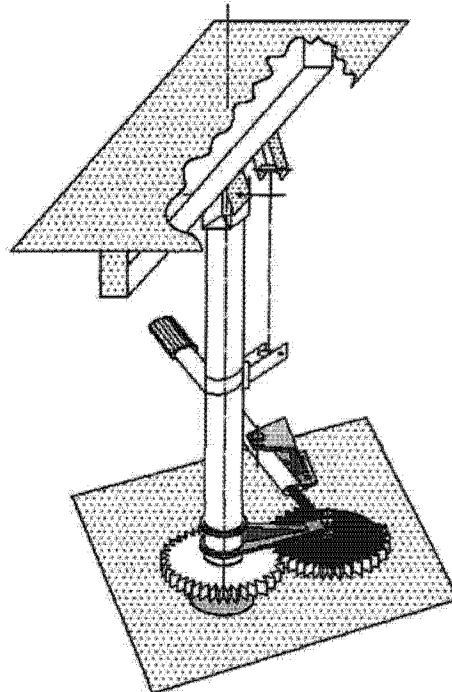


Fig. 7

(51) Int.Cl.
F24J 2/38 (2006.01);
F24J 2/54 (2006.01);
H01Q 1/12 (2006.01)

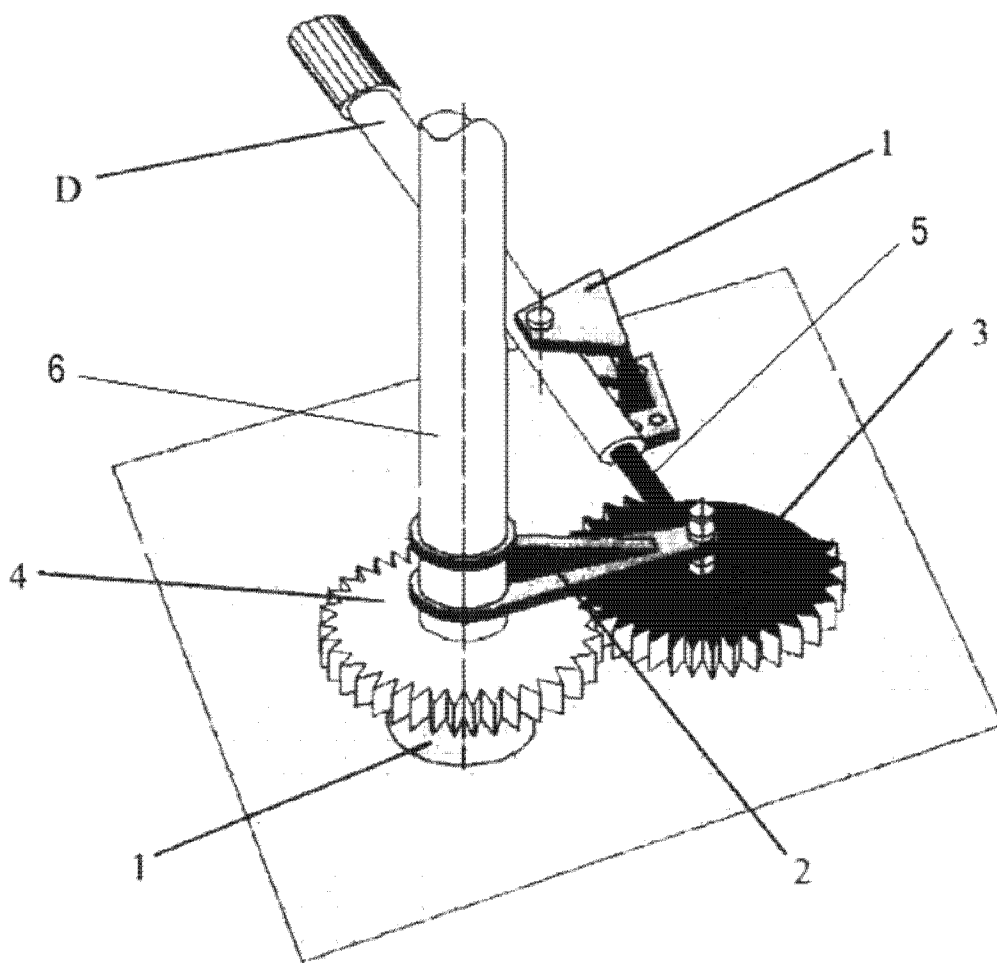


Fig. 8

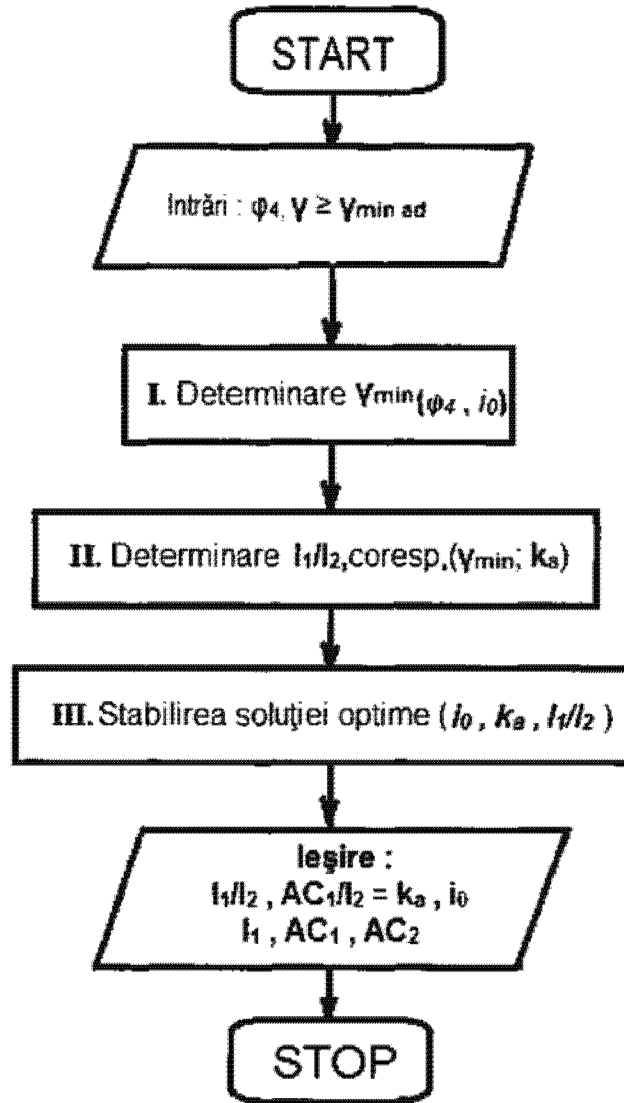


Fig. 9

