

(12) CERERE DE BREVET DE INVENȚIE

(21) Nr. cerere: a 2010 00677

(22) Data de depozit: 29.07.2010

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

(71) Solicitant:
• 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.15A, 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;
• BURDUHOȘ BOGDAN GABRIEL,
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

(54) MECANISM DE ORIENTARE

(57) Rezumat:

Invenția se referă la un mecanism de orientare, de tip romboid, destinat orientării după o axă a unei platforme solare, în scopul de a maximiza radiația solară recepțată de platformă. Mecanismul de orientare, conform invenției, este format dintr-un mecanism patrulater de tip romboid, alcătuit dintr-un balansier (1) scurt, o bielă (2), un balansier (3) lung, de aceeași lungime cu bielă (2), și o bază (4) de aceeași lungime cu balansierul (1) scurt, care este acționat de un actuator (A) liniar prevăzută cu două articulații: o articulație cu baza (4), dispusă excentric față de articulația (1-4) și o articulație suprapusă cu articulația (2-3).

Revendicări: 3
Figuri: 19

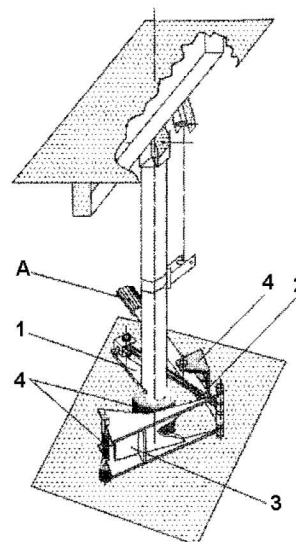


Fig. 17

Cu începere de la data publicării cererii de brevet, cererea asigură, în mod provizoriu, solicitantului, protecția conferită potrivit dispozițiilor art.32 din Legea nr.64/1991, cu excepția cazurilor în care cererea de brevet de invenție a fost respinsă, retrasă sau considerată ca fiind retrasă. Întinderea protecției conferite de cererea de brevet de invenție este determinată de revendicările conținute în cererea publicată în conformitate cu art.23 alin.(1) - (3).



Nr. Inv. A.P.I. 139/21.04.10

63

OFICIUL DE STAT PENTRU INVENȚII ȘI MĂRCI	
Cerere de brevet de invenție	
Nr	a 206 00677
Data depozit	29-07-2010

Mecanism de orientare

Descrierea invenției

Invenția 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 cursă unghiulară mare (în vecinătatea valorii de 180°), în condițiile evitării blocării și a supraîncărcării mecanismului patrulater și a realizării unui gabarit relativ redus, cu scopul de a maximiza radiația solară receptată de platforma.

Este cunoscut un mecanism de orientare articulată (cu bare articulate) constituit 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, unor platforme fotovoltaice sau termale, după o axă de elevație caracterizată printr-o cursă unghiulară care nu depășește uzual 90° (www.wattsun.com; www.solenergy.com.au etc.). Acest mecanism de orientare are dezavantajul că nu poate fi utilizat pentru curse unghiulare mari, datorită reducerii unghiurilor de transmitere (la capete de cursă) la valori situate în domeniul blocării. **Este cunoscut**, de asemenea, un mecanism de orientare, care realizează curse unghiulare mari (brevet EP 1998 122 A1), constituit dintr-un **reductor de turatie**, cu raport de transmitere foarte ridicat, acționat printr-un servomotor electric. Acest tip de mecanism de orientare are următoarele principale dezavantaje, față de un mecanism articulată cu actuator liniar: a) pret de cost net mai mare și b) complexitate structurală, constructivă și tehnologică net mai ridicată.

Mai este cunoscut un mecanism de orientare patrulater (brevet US 2007/0215199 A1), cu bare articulate, constituit dintr-un lanț cinematic de tip balansier scurt-biela-balansier lung, 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 unui **actuator liniar**, articulată între balansierul scurt și biela. Acest tip de mecanism are dezavantajul că este un mecanism cu care nu se poate face o cursă unghiulară mare, cu unghiuri de presiune relativ mari și necesită o suprafață de desfășurare mai mare, ceea ce implică costuri de fabricație mai mari.

Este, de asemenea, cunoscut un mecanism de orientare romboid alcătuit dintr-un mecanism patrulater [8], cu bare articulate, constituit dintr-un lanț cinematic de tip balansier scurt-biela (de aceeași lungime cu balansierul scurt)-balansier lung și baza (de aceeași lungime cu

D. D. 22
Mach
G. G. 22
C. C. 22

balansierul lung), in care actuatorul liniar (articulat la un capat intre balansierul scurt si biela si la celalalt capat intre balansierul lung si baza) prin actiunea lui induce o cursa unghiulara balansierului lung (solidar cu panoul PV) de circa 90° . Acest tip de mecanism are dezavantajul ca este un mecanism cu care nu se poate face o cursa unghiulara mare, cu unghiuri de presiune relative mari (existand riscul blocarii la ducerea panoului in pozitie orizontala).

Scopul inventiei este de a extinde utilizarea mecanismelor de orientare cu actuatore liniare si la sisteme de orientare caracterizate prin curse unghiulare mari, unghiuri de transmitere relativ ridicate, constructie simpla si gabarit relativ redus.

Problema pe care o rezolva inventia este de a creste cursa unghiulara de iesire a unui mecanism articulat, echipat cu un actuator liniar, cu mentinerea unghiurilor de transmitere in afara domeniului de blocare (uzual $\geq 25^\circ$).

Mecanismul de orientare propus **solutioneaza problema tehnica** prin folosirea unui mecanism plan articulat constituit dintr-un mecanism de tip romboid, alcatuit dintr-un balansier scurt, o biela, un balansier lung de aceeasi lungime cu biela si o baza de aceeasi lungime cu balansierul scurt si care este actionat de un actuator liniar, care are doua articulatii: una cu baza si una suprapusa cu articulatia dintre biela si balansierul lung.

Se prezinta, in continuare, un exemplu de realizare a inventiei, in legatura cu fig.1-21 si tab. 1:

-fig.1, schema cinematica 2D a unui mecanism de orientare conform inventiei, reprezentat in pozitii extreme cu reprezentarea elementelor si a curselor unghiulare;

-fig.2, schema cinematica 2D a unui mecanism de orientare conform inventiei, reprezentat in pozitii extreme cu reprezentarea lungimilor mecanismului patrulater: elemente scurte (l_1, l_4), elemente lungi (l_2, l_3) si a distantei (l_5) dintre o articulatie a actuatorului cu baza si articulatia balansierului lung cu baza;

-fig.3, schema cinematica 2D a unui mecanism de orientare conform inventiei, reprezentat in pozitii extreme cu reprezentarea lungimilor extreme ale actuatorului in pozitie inchisa (l_i), respectiv deschisa (l_d) si a distantei minime dintre axa actuatorului, in pozitie deschisa, si axa stalpului de sustinere a platformei (l_g);

J. D. ... Madu ... Cretezu

-fig.4, variatii ale cursei unghiulare a in functie de unghiul de transmitere minim (b_{min}), pentru cinci valori discrete ale raportului k_2 ($k_2=l_2/l_1$), insotite de valori numerice ale unghiului b_{min} corespunzatoare unei curse unghiulare impuse ($a=210^\circ$).

-fig.5, variatii ale unghiului c in functie de unghiul de transmitere minim (b_{min}), pentru cinci valori discrete ale raportului k_2 ($k_2=l_2/l_1$), insotite de valori numerice ale unghiului c corespunzatoare unei curse unghiulare impuse ($a=210^\circ$).

-fig.6, variatii ale unghiului d in functie de unghiul de transmitere minim (b_{min}), pentru cinci valori discrete ale raportului k_2 ($k_2=l_2/l_1$), insotite de valori numerice ale unghiului d corespunzatoare unei curse unghiulare impuse ($a=210^\circ$).

-fig.7 variatii ale raportului k_d ($k_d=l_d/l_1$) in functie de unghiul de transmitere minim (b_{min}), pentru $k_2 = 1,4...2,2$ ($k_2=l_2/l_1$) si $k_5=2$ ($k_5=l_5/l_1$), insotite de valori numerice ale raportului k_d corespunzatoare unei curse unghiulare impuse ($a=210^\circ$).

-fig.8, variatii ale raportului k_i ($k_i=l_i/l_1$) in functie de unghiul de transmitere minim (b_{min}), pentru $k_2 = 1,4...2,2$ ($k_2=l_2/l_1$) si $k_5=2$ ($k_5=l_5/l_1$), insotite de valori numerice ale raportului k_i corespunzatoare unei curse unghiulare impuse ($a=210^\circ$).

-fig.9, variatii ale raportului k_s ($k_s=k_d \cdot k_i$) in functie de unghiul de transmitere minim (b_{min}), pentru $k_2 = 1,4...2,2$ ($k_2=l_2/l_1$) si $k_5=2$ ($k_5=l_5/l_1$), insotite de valori numerice ale raportului k_s corespunzatoare unei curse unghiulare impuse ($a=210^\circ$).

-fig.10, variatii ale cursei unghiulare e in functie de unghiul de transmitere minim (b_{min}), pentru $k_2 = 1,4...2,2$ ($k_2=l_2/l_1$) si $k_5=2$ ($k_5=l_5/l_1$), insotite de valori numerice ale unghiului e corespunzatoare unei curse unghiulare impuse ($a=210^\circ$).

-fig.11, variatii ale cursei unghiulare f in functie de unghiul de transmitere minim (b_{min}), pentru $k_2 = 1,4...2,2$ ($k_2=l_2/l_1$) si $k_5=2$ ($k_5=l_5/l_1$), insotite de valori numerice ale unghiului f corespunzatoare unei curse unghiulare impuse ($a=210^\circ$).

-fig.12, variatii ale raportului k_g ($k_g=l_g/l_1$) in functie de unghiul de transmitere minim (b_{min}), pentru $k_2 = 1,4...2,2$ ($k_2=l_2/l_1$) si $k_5=2$ ($k_5=l_5/l_1$), insotite de valori numerice ale raportului k_g corespunzatoare unei curse unghiulare impuse ($a=210^\circ$).

-fig.13, variatii ale raportului k_s ($k_s=k_d \cdot k_i$) in functie de unghiul de transmitere minim (b_{min}), pentru $k_2 = 1,4...2,2$ ($k_2=l_2/l_1$) si $k_5=2,2$ ($k_5=l_5/l_1$), insotite de valori numerice ale raportului k_s corespunzatoare unei curse unghiulare impuse ($a=210^\circ$).

-fig.14, variatii ale raportului k_g ($k_g=l_g/l_1$) in functie de unghiul de transmitere minim (b_{min}), pentru $k_2 = 1,4...2,2$ ($k_2=l_2/l_1$) si $k_5=2,2$ ($k_5=l_5/l_1$), insotite de valori numerice ale raportului k_g corespunzatoare unei curse unghiulare impuse ($a=210^\circ$).

J. D. ... Spader ...

EXEMPLU DE CALCUL

Se cunosc:

- Structura mecanismului de orientare in care dimensiunile $l_1, l_2, l_3, l_d, l_i, l_g$ sunt necunoscute (fig. 2 si 3),
- Cursa unghiulara de orientare impusa: $a=210^\circ$
- Unghiul de transmitere minim admis $b_{min.ad} = 25^\circ$ (pentru evitarea tendintei de blocare: $b \geq b_{min.ad} = 25^\circ$)

Se cer:

- valorile unghiurilor c, d, e, f si valorile rapoartelor $k_d=l_d/l_1, k_i=l_i/l_1, k_s=l_s/l_1, k_g=l_g/l_1$ pentru care se realizeaza un gabarit redus si unghiuri de transmitere cat mai mari;
- dimensiunile mecanismului in premiza unei aplicatii in care: 1) se foloseste un actuator cu o cursa $l_s= 1000$ mm, 2) momentul maxim de incarcare datorat vantului impune utilizarea unui balansier de lungime $l_1=300$ mm, 3) pentru evitarea interferentei dintre actuator si stalp, este necesara o distanta $l_g \geq 85$ mm.

Etapa I

Pentru valoarea impusa $a=210^\circ$, cu ajutorul fig. 4 se determina valorile unghiului de transmitere b_{min} , corespunzatoare valorilor discrete ale raportului k_2 ($k_2=l_2/l_1$), cu retinerea valorilor care asigura evitarea blocarii ($b_{min} \geq b_{min.ad} = 25^\circ$). Pentru $a=210^\circ$ si $k_2=1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,2$, se obtin urmatoarele 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 ($a=210^\circ; k_2=1,6$) si $b_{min}=22,8^\circ < 25^\circ$! pentru ($a=210^\circ; k_2=1,4$); evident, dintre acestea, valoarea finala se exclude!

Etapa II

Cu ajutorul fig. 5 si 6 se determina unghiurile c (fig.5) si d (fig.6), pentru perechile ($a=210^\circ; k_2 \geq 1,6$) decelate in prima etapa: $c = 59^\circ$ si $d = 16,5^\circ$ pentru ($a=210^\circ; k_2=1,6$); $c = 56^\circ$ si $d = 18,5^\circ$ pentru ($a=210^\circ; k_2=1,8$); $c = 54,5^\circ$ si $d = 20,5^\circ$ pentru ($a=210^\circ; k_2=2$); $c = 53^\circ$ si $d = 22^\circ$ pentru ($a=210^\circ; k_2=2,2$);

Etapa III

In mod analog cu etapa precedenta, din fig. 7, 8 si 9 se determina rapoartele $k_d=l_d/l_1, k_i=l_i/l_1$ si $k_s=k_d-k_i$, pentru perechile ($a=210^\circ; k_2 \geq 1,6$) decelate in prima etapa: ($k_d=3,5; k_i=0,9; k_s=2,6$)

J. D. ...
Padu ...
Creolug

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 ($a=210^\circ$; $k_2=2$) si ($k_d=4,05$; $k_i=1,15$; $k_s=2,9$) pentru ($a=210^\circ$; $k_2=2,2$).

Etapa IV

Pentru fiecare valoare discreta a raportului k_5 (pentru simplificare, in continuare se considera numai cazul $k_5=2$), din fig. 10 si 11 se determina valorile unghiurilor e si f (vezi fig.1) pentru tripletele ($a=210^\circ$; $k_2 \geq 1,6$; k_5): $e = 40^\circ$ si $f = 1,7^\circ$ pentru ($a=210^\circ$; $k_2=1,6$; $k_5=2$); $e = 48^\circ$ si $f = 2,6^\circ$ pentru ($a=210^\circ$; $k_2=1,8$; $k_5=2$); $e = 33,5^\circ$ si $f = 3,6^\circ$ pentru ($a=210^\circ$; $k_2=2$; $k_5=2$); $e = 22^\circ$ si $f = 1,4^\circ$ pentru ($a=210^\circ$; $k_2=2,2$; $k_5=2$).

Etapa V

Se determina, cu ajutorul fig. 12, raportul distantei de garda $k_g = l_g/l_1$ pentru tripletele ($a=210^\circ$; $k_2 \geq 1,6$; k_5): $k_g=0,14$ 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 comparatie, in fig. 13, 15 si in fig. 14, 16 sunt reprezentate variatii ale rapoartelor k_s si respectiv k_g , pentru valori discrete ale raportului k_5 , situate in vecinatatea celei utilizate in exemplul considerat mai sus ($k_5=2$): $k_5=2,2$ si respectiv $k_5=1,8$.

Etapa VI

Alegerea solutiei optime dintre rezultatele obtinute si sistematizate in tabelul 1, precum si dintre cele care pot fi generate din acestea prin interpolare liniara, depinde de particularitatile concrete ale aplicatiei practice, privind: gabaritul, cursa culisorului, evitarea coliziunii dintre actuator si stalpul de sustinere al platformei etc. Astfel, in conditiile datelor numerice considerate initial ($l_s = 1000$ mm, $l_l=300$ mm si $l_g \geq 85$ mm), din tabelul 1 se deceleaza ca optima, solutia cu valorile inscrise ingrosat:

$a=210^\circ$; $k_2=l_2/l_1=2,2$; $b_{\min}=31,5^\circ$; $c=53^\circ$; $d=22^\circ$; $k_5=l_5/l_1=2$; $e=22^\circ$; $f=1,4^\circ$; $k_d=l_d/l_1=4,05$; $k_i=l_i/l_1=1,15$; $k_s=l_s/l_1=2,9$; $k_g=l_g/l_1=0,29$; $l_1=300$ mm; $l_2=660$ mm; $l_5=600$ mm; $l_d=1215$ mm; $l_i=345$ mm; $l_s=870$ mm; $l_g=87$ mm.

Tabel 1

$a=210^\circ$	$k_2=l_2/l_1$		1.6	1.8	2	2.2
	b_{min}	[°]	26.5	28.8	30.5	31.8
	c	[°]	59	56	54.5	53
	d	[°]	16.5	18.5	20.5	22
	$k_5=l_5/l_1$		2			
	e	[°]	40	48	33.5	22
	f	[°]	1.7	2.6	3.6	4.4
	$k_d=l_d/l_1$		3.5	3.7	3.85	4.05
	$k_i=l_i/l_1$		0.9	0.95	1.05	1.15
	$k_s=l_s/l_1$		2.6	2.75	2.8	2.9
	$k_g=l_g/l_1$		0.14	0.19	0.24	0.29
	l_1	[mm]	300			
	l_2	[mm]	480	540	600	660
	l_5	[mm]	600			
	l_d	[mm]	1050	1110	1155	1215
	l_i	[mm]	270	285	315	345
l_s	[mm]	780	825	840	870	
l_g	[mm]	42	57	72	87	

Utilizarea unui astfel de mecanism este exemplificata in fig. 17 si 18, in cazul orientarii azimutale a unei platforme solare cu orientare bi-axiala de tip azimut-altitudine.

Inventia prezinta urmatoarele avantaje:

- mecanismul conform inventiei extinde utilizarea unui actuator liniar si la realizarea unei curse unghiulare de orientare mari (specifice orientarii diurne si azimutale, din sistemele de orientare ale platformelor solare);
- mecanismul are o constructie relativ simpla, fiabilitate ridicata si nu ridica probleme tehnologice speciale;
- este relativ ieftin: datorita actuatorilor liniare care se gasesc pe piata intr-o larga varietate constructiva si sunt net mai ieftine decat cele rotative, in conditii similare de precizie;
- este ireversibil (datorita ireversibilitatii actuatorului liniar cu surub), asigurand blocarea sistemului de orientare (in pozitie de repaus) fara dispozitive speciale de franare/blocare.

J. Doe
B. Macher
George

2010-00677--
29-07-2010

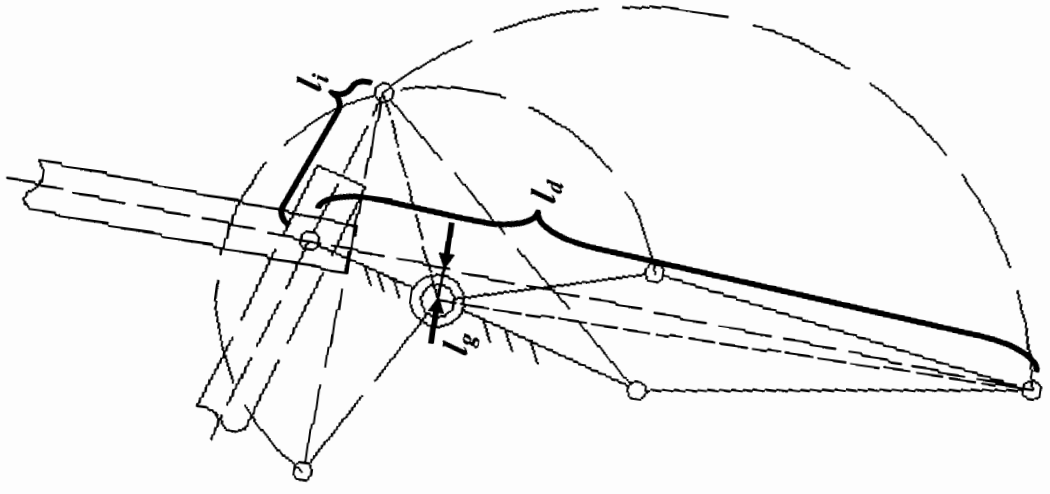


Fig. 3

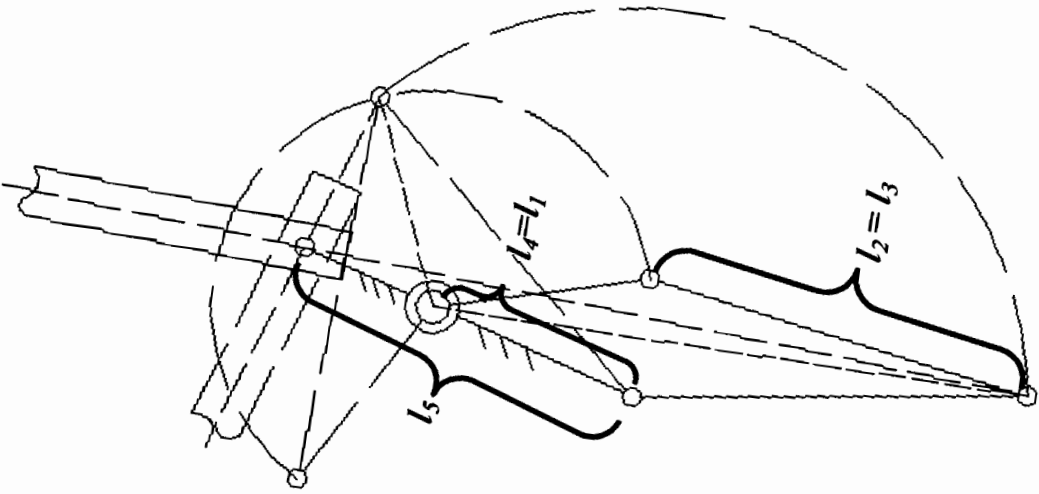


Fig. 2

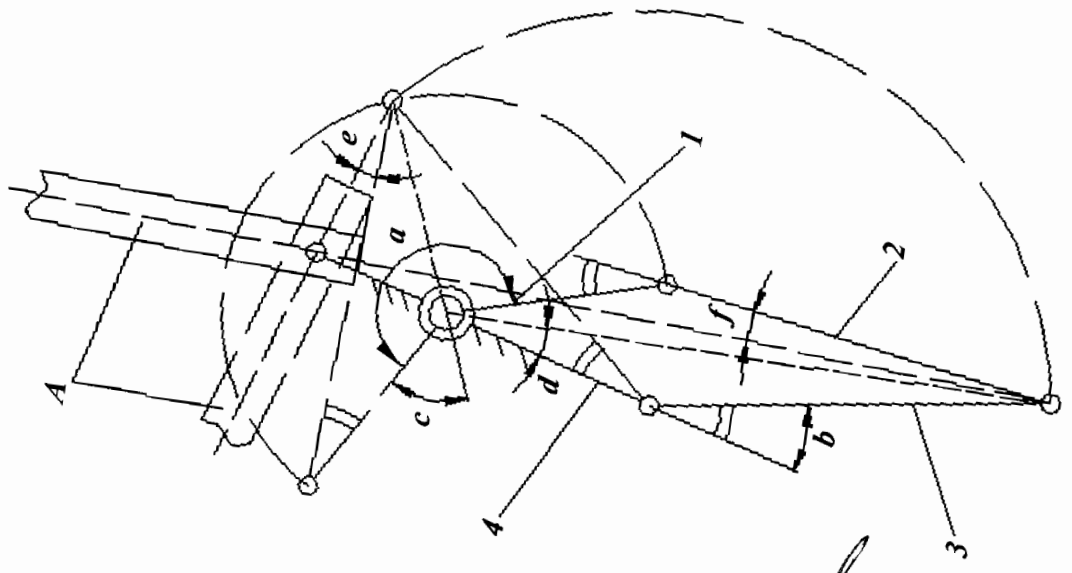
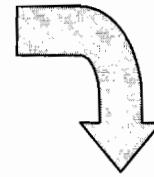
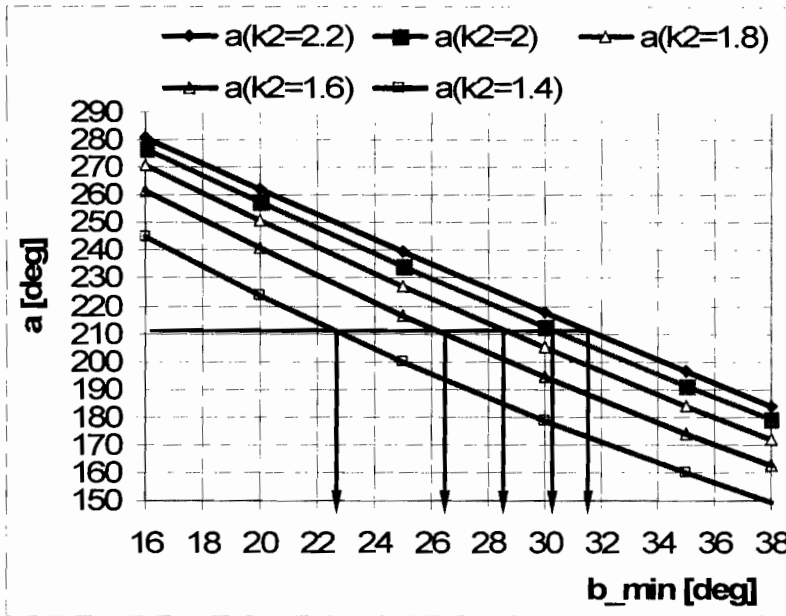


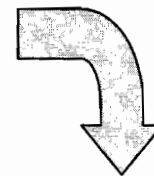
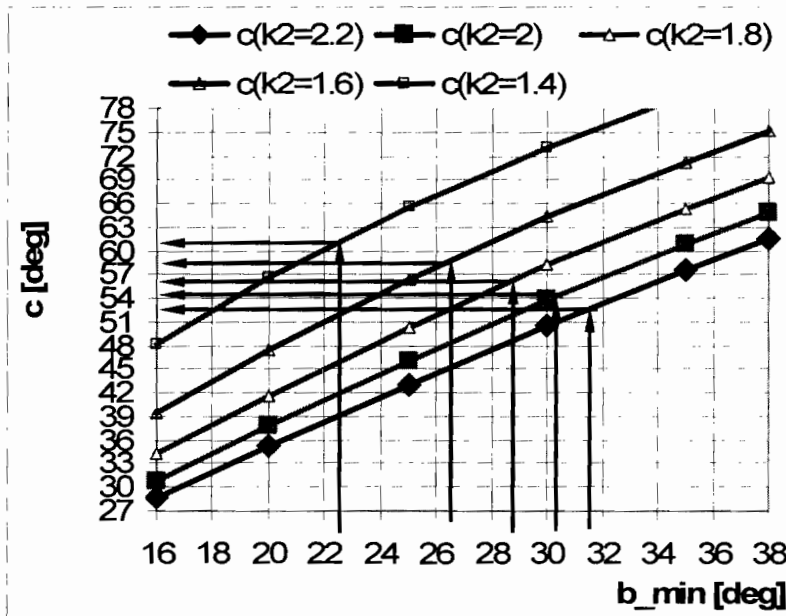
Fig. 1

J. D. ...
B. Madh ...
R. ...
...



a	[mm]	210°				
k ₂		1.4	1.6	1.8	2	2.2
b _{min}	[°]	22.8	26.5	28.8	30.5	31.8

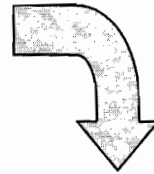
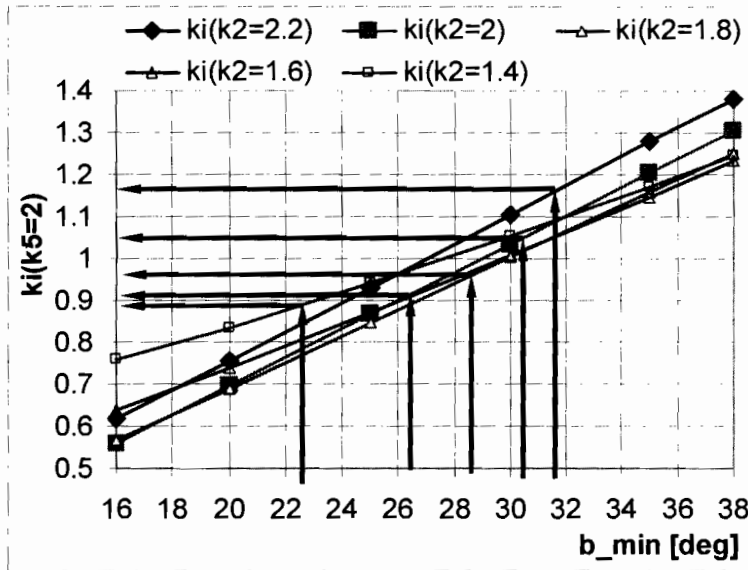
Fig. 4



k ₂		1.4	1.6	1.8	2	2.2
b _{min}	[°]	22.8	26.5	28.8	30.5	31.8
c	[°]	61.8	59	56	54.5	53

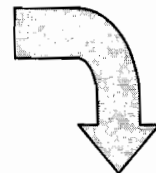
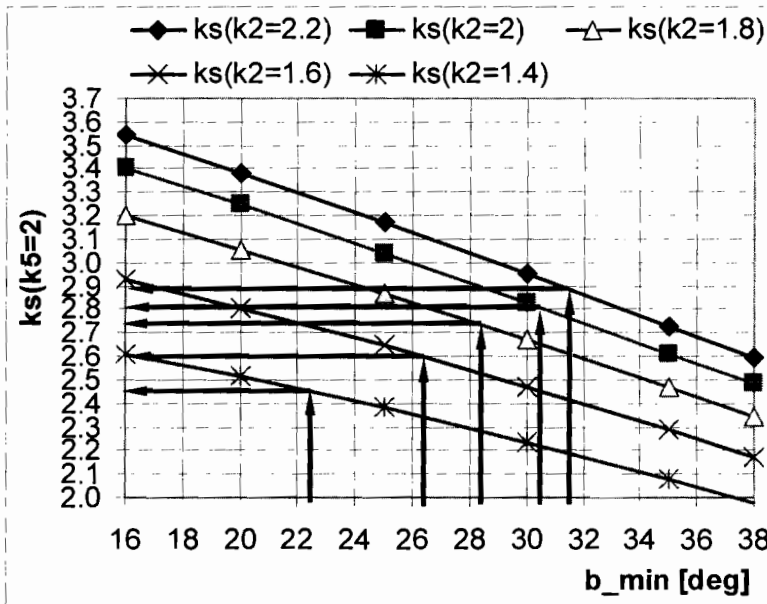
Fig. 5

J. S. ...
 ...
 ...
 ...
 ...



k_2		1.4	1.6	1.8	2	2.2
k_5		2				
b_{min}	[°]	22.8	26.5	28.8	30.5	31.8
k_i		0.9	0.9	0.95	1.05	1.15

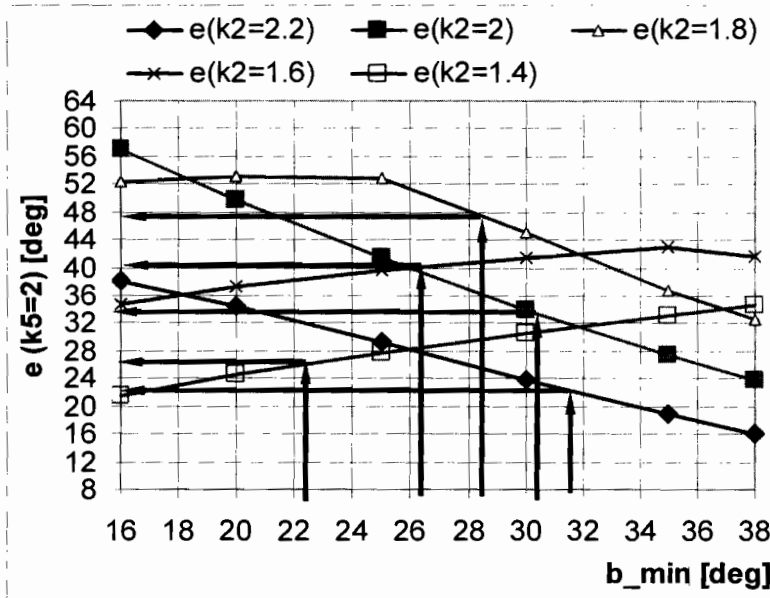
Fig. 8



k_2		1.4	1.6	1.8	2	2.2
k_5		2				
b_{min}	[°]	22.8	26.5	28.8	30.5	31.8
k_s		2.45	2.6	2.75	2.8	2.9

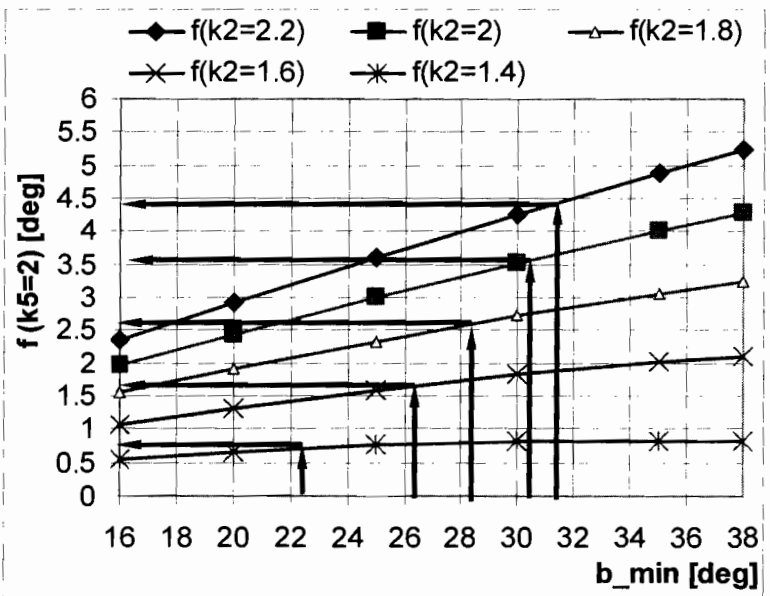
Fig. 9

J. D. ...
 Madu ...
 ...
 ...



k_2		1.4	1.6	1.8	2	2.2
k_5		2				
b_{min}	[°]	22.8	26.5	28.8	30.5	31.8
e	[°]	27	40	48	33.5	22

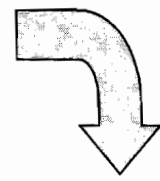
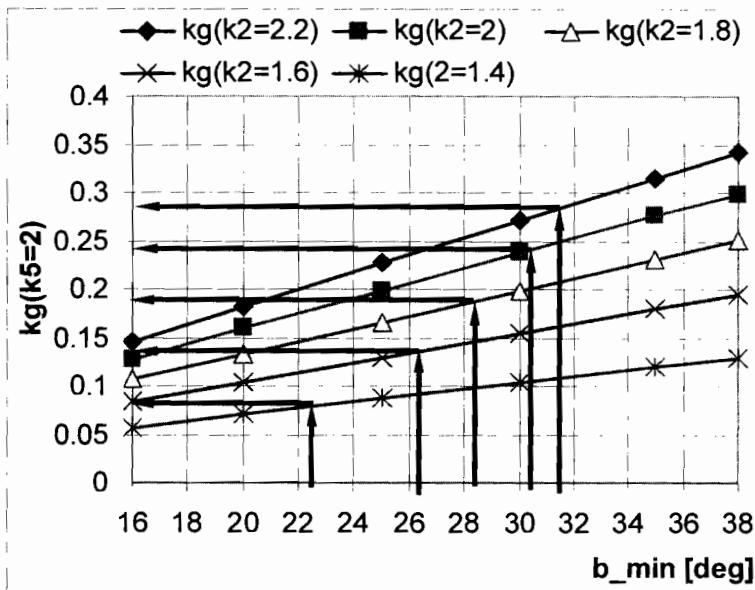
Fig. 10



k_2		1.4	1.6	1.8	2	2.2
k_5		2				
b_{min}	[°]	22.8	26.5	28.8	30.5	31.8
f	[°]	0.75	1.7	2.6	3.6	4.4

Fig. 11

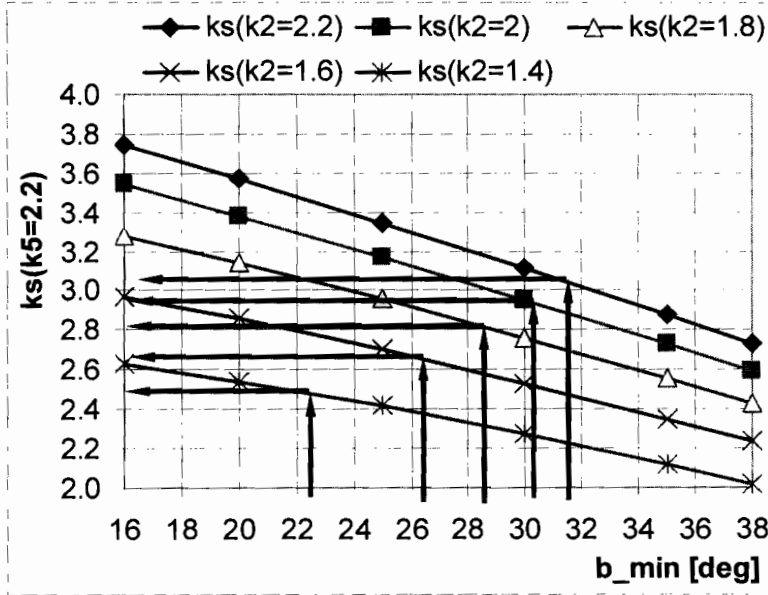
J. S. ...
Madr ...
... ..
... ..



k_2		1.4	1.6	1.8	2	2.2
k_5		2				
b_{min}	[°]	22.8	26.5	28.8	30.5	31.8
k_g		0.08	0.14	0.19	0.24	0.29

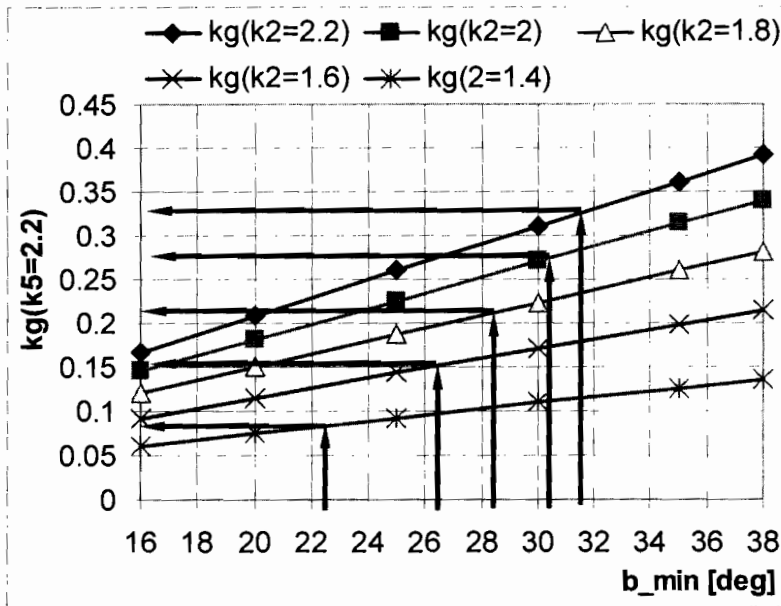
Fig. 12

T. J. J.
S. Madu
Guil.
Al. J. J.
Chengo



k_2		1.4	1.6	1.8	2	2.2
k_5		2.2				
b_{min}	[°]	22.8	26.5	28.8	30.5	31.8
k_s		2.48	2.65	2.8	2.95	3.05

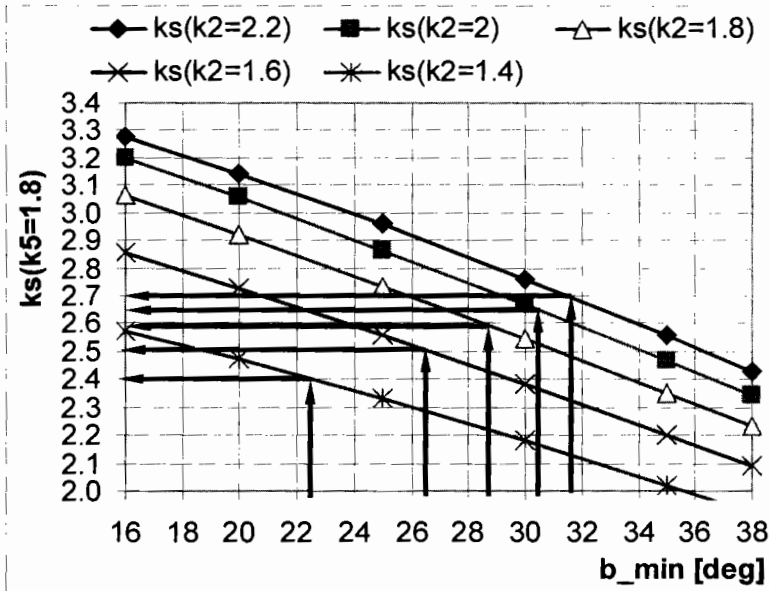
Fig. 13



k_2		1.4	1.6	1.8	2	2.2
k_5		2.2				
b_{min}	[°]	22.8	26.5	28.8	30.5	31.8
k_g		0.085	0.15	0.215	0.275	0.33

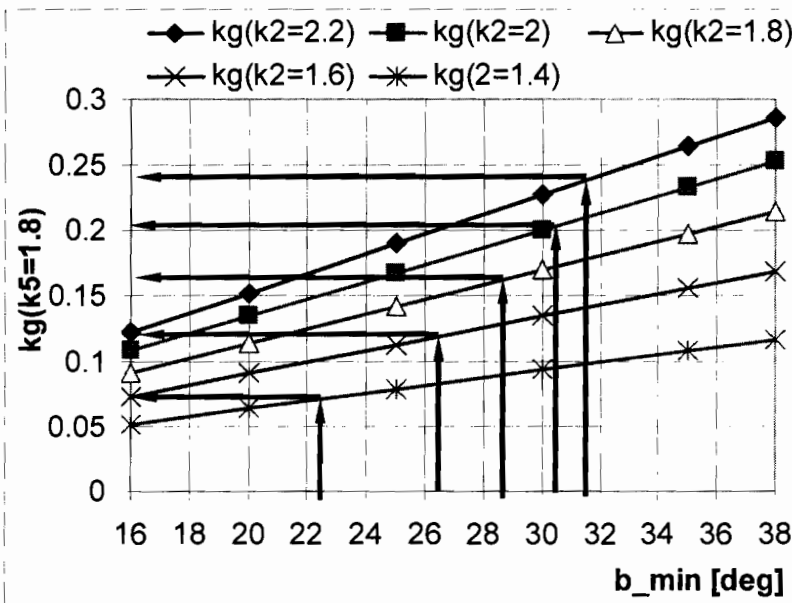
Fig. 14

J. ...
... nach ...
... 27. ...
... 2004/05



k_2		1.4	1.6	1.8	2	2.2
k_5		1.8				
b_{min}	[°]	22.8	26.5	28.8	30.5	31.8
k_s		2.4	2.5	2.59	2.65	2.7

Fig. 15



k_2		1.4	1.6	1.8	2	2.2
k_5		1.8				
b_{min}	[°]	22.8	26.5	28.8	30.5	31.8
k_g		0.075	0.12	0.16	0.2	0.24

Fig. 16

Handwritten signatures and notes:
 Tada
 Madu
 17. 11. 2010
 Cheong

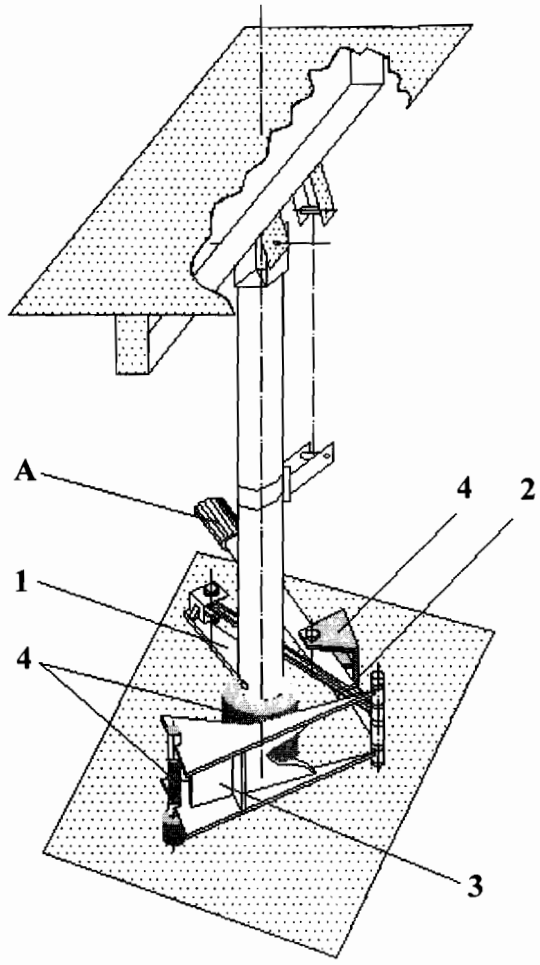


Fig. 17

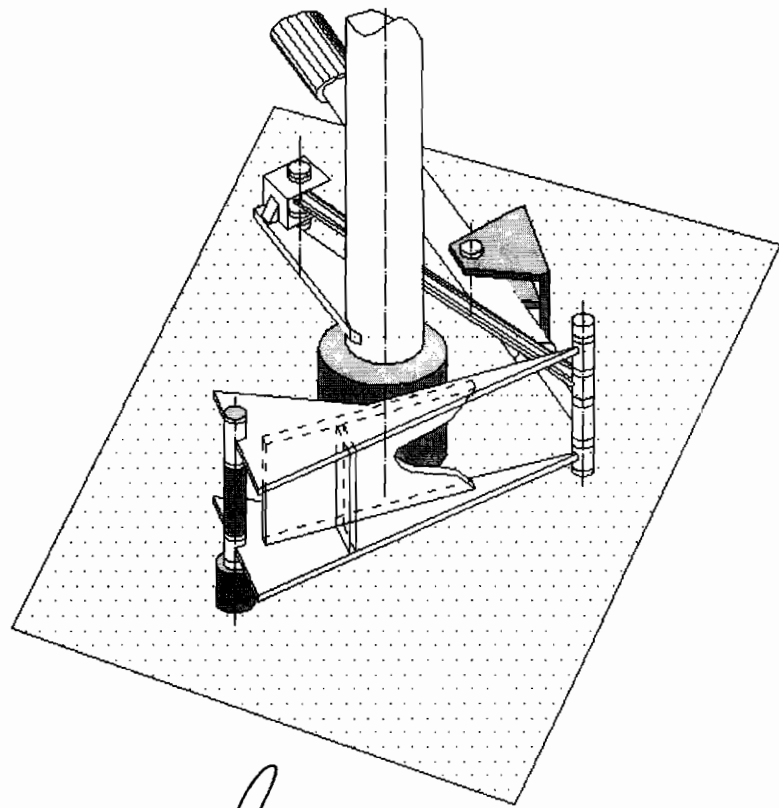


Fig. 18

J. B. ...
W. ...
...

START

Se cunosc:

- Structura mecanismului de orientare din fig. 1, 2 si 3,
- Cursa unghiulara de orientare a
- Unghiul de transmitere minim admis $b_{min.ad}$ (pentru evitarea blocarii)
- Distanța minima lg (pentru evitarea coliziunii dintre stalp si actuator)

Se cer:

- valorile rapoartelor dimensionale $l_2/l_1, l_d/l_1, l_s/l_1, l_g/l_1$ pentru care se realizeaza un gabarit redus si unghiuri de transmitere cat mai mari
- valorile unghiurilor c, d, e si f ;

Etapa I: Se calculeaza valorile unghiurilor c si d , si se construiesc familii de curbe de tipul celor din fig. 4 pe baza relatiilor:

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

Considerand pentru raportul k_2 valori discrete in domeniul 1,4-2,2 ($k_2 = l_2/l_1 = 1.4; 1.6; 1.8; 2; 2.2$), pentru valoarea impusa a cursei unghiulare a se determina valorile unghiului b_{min} , in functie de raportul k_2 (vezi Etapa I - exemplul de calcul), retinandu-se numai valorile care asigura evitarea blocarii ($b_{min} \geq b_{min.ad}$); se determina valoarea discreta minima k_{2min} , care se asigura evitarea blocarii.

$$b_{min}(a; k_2) \geq b_{min.ad}; k_2 = k_{2min} \dots 2,2$$

Etapa II: Se construiesc familii de curbe de tipul celor din fig. 5 si 6 pe baza relatiilor din prezentate in etapa I.

Considerand $k_2 \geq 1,6$, se determina valorile lui c si d , corespunzatoare perechilor $(a; k_2)$, pentru care in Etapa I s-au obtinut valori $b_{min} \geq b_{min.ad}$ (vezi exemplul de calcul).

$$c(a; k_2) \text{ si } d(a; k_2); k_2 = k_{2min} \dots 2,2$$

1

J.D., Madu, ...

