

(12) CERERE DE BREVET DE INVENȚIE

(21) Nr. cerere: a 2010 01001

(22) Data de depozit: 22.10.2010

(41) Data publicării cererii:
30.03.2011 BOPI nr. 3/2011

(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;

• HERMENEAN IOANA, STR. DE MIJLOC
NR.150-152, SC.A, AP.5, BRAȘOV, BV, RO;
• SĂULESCU RADU, STR.PANSELUTEI
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;
• VELICU RADU GABRIEL, STR.DE
MIJLOC NR.146, BL.10C, ET.5, AP.24,
BRAȘOV, BV, RO;
• BADEA MILIAN, STR. BD. GRIVIȚEI
NR.66, BL.4, ET.8, AP.36, BRAȘOV, BV,
RO;
• ȚOȚU IOAN, PIAȚA SFATULUI NR.29,
AP.2, BRAȘOV, BV, RO

(54) MECANISM DE ORIENTARE ARTICULAT

(57) Rezumat:

Invenția se referă la un mecanism de orientare a unor module fotovoltaice sau a unor colectoare solare termice, cu scopul maximizării energiei solare captate de acestea. Mecanismul conform invenției este format dintr-un mecanism plan articulată, alcătuit dintr-o bază (0), un balansier (1), o bielă (2) și un culisor (3) care, sub acțiunea unui actuator (M) electric liniar, cu șurub, efectuează o deplasare liniară și induce balansierului (1), prin intermediul bielei (2), o deplasare unghiulară de orientare, pe o cursă (a) unghiulară relativ mare, în vecinătatea valorii de 180°, în condițiile unui gabarit redus și a unui unghi de transmitere minim admis.

Revendicări: 5
Figuri: 7

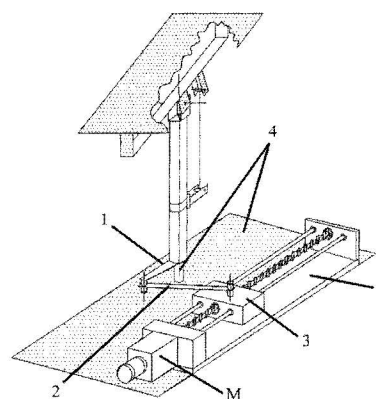


Fig. 3

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).



Mecanism de orientare articulată

Mecanism de orientare articulată **destinat** orientării unor module fotovoltaice sau colectoare solare termice, după o axa caracterizată printr-o cursă unghiulară mare, cu scopul maximizării energiei solare captate de acestea.

Este cunoscut un mecanism de orientare, care realizează curse unghiulare mari (brevet EP 1998 122 A1), construit 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, care realizează curse unghiulare mari (cerere brevet A 2008 00622 ?), construit dintr-un **mecanism patrulater plan**, de tip balansier scurt-biela – balansier lung, în care balansierul lung efectuează o cursă unghiulară, sub acțiunea unui **mecanism triunghiular plan cu actuator liniar**. Acest tip de mecanism are dezavantajul unui grad de complexitate mai ridicat, ceea ce implică costuri de fabricație mai mari, însoțit de un gabarit relativ mare.

Scopul invenției este de a extinde utilizarea mecanismelor cu actuatore liniare și la sisteme de orientare caracterizate prin curse unghiulare mari, în condițiile unei complexități și a unui gabarit relativ redus.

Problema pe care o rezolvă invenția este de a crește cursa unghiulară a unei articulații antrenate de un actuator liniar, prin intermediul unui sistem de bare articulate, în vederea orientării după o axă, caracterizată printr-o cursă unghiulară ridicată, a unor module fotovoltaice sau colectoare solare termice .

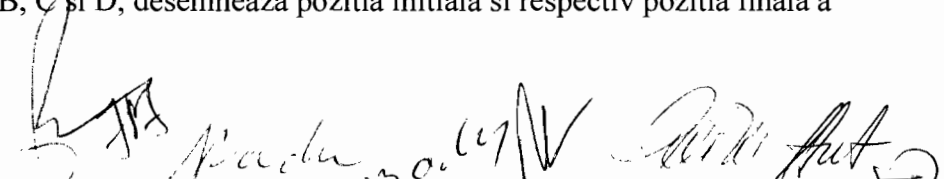
Mecanismul de orientare propus **soluționează problema tehnică** prin folosirea unui mecanism intermediar articulată plan de tip culisor-biela- balansier care, sub acțiunea unui actuator liniar, permite realizarea unei deplasări unghiulare de cca. 180° între elementele unei cuple de rotație formată de balansier și bază.

Se prezintă, în continuare, un exemplu de realizare a invenției, în legătură cu fig.1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10 și tabelul 1 care reprezintă :

J. Jiga
B. Jiga
Mădăc
Mădăc
Mădăc

- fig.1, configuratie geometrica 2D a unui mecanism plan articulata de tip culisor-bielabalansier, in care sunt puse in evidenta pozitiile extreme si pozitiile in care unghiul de transmitere are o valoare minim admisa $b=b_{min.ad}$;
- fig.2, schema 3D a unui exemplu de aplicare a mecanismului din fig.1, in cazul orientarii azimutale a unei platforme fotovoltaice cu orientare de tip azimut-altitudine, in care culisorul este actionat printr-un actuator electric liniar articulata la baza si la culisor;
- fig.3, schema 3D a unui exemplu de aplicare a mecanismului plan din fig.1, pentru orientarea azimutala a unei platforme fotovoltaice cu orientare de tip azimut-altitudine, in care culisorul este actionat printr-un actuator electric liniar a carui piulita este solidara cu culisorul;
- fig.4, grafice in care sunt reprezentate familii de curbe ale cursei unghiulare in functie de unghiul de transmitere minim admis
- fig.5, grafice in care sunt reprezentate familii de curbe privind lungimea redusa a bielei in functie de unghiul de transmitere minim admis: variatii ale raportului l_2/l_1 (lungime biela/lungime balansier) corespunzatoare unei excentricitati reduse $e/l_1=0.65; 0.7$ si 0.8 ;
- fig.6, grafice in care sunt reprezentate familii de curbe privind cursa redusa a culisorului in functie de unghiul de transmitere minim admis: variatii ale raportului s/l_1 (cursa culisor/lungime balansier) corespunzatoare unei excentricitati reduse $e/l_1=0.65; 0.7$ si 0.8
- fig. 7, algoritm de calcul pentru dimensionarea mecanismului
- tabel 1, solutii rezultate pentru dimensiunile mecanismului in cazul unui exemplu de calcul

Mecanismul de orientare conform inventei, in legatura cu fig.1, 2, 3 si respectiv 4, 5, 6,7, 8, 9 este format dintr-un mecanism plan articulata, alcatuit dintr-o baza 0, un balansier 1 de lungime l_1 , o biela 2 de lungime l_2 si un culisor 3, articulate intre ele prin 3 cuple de rotatie cu axe paralele $A = (0; 1)$, $B = (1; 2)$ si $C = (2; 3)$ si printr-o cupla de translatie $D = (3; 0)$ al carei ghidaj este perpendicular pe axele cuplelor de rotatie A, B si C si este dispus excentric fata de cupla A la o distanta e ; culisorul 3, sub actiunea unui actuator electric liniar cu surub 4, efectueaza o deplasare liniara pe o cursa s si induce balansierului 1, prin intermediul bielei 2, o deplasare unghiulara de orientare (fata de baza) pe o anumita cursa unghiulara a (specifica miscarii de orientare); daca actuatorul liniar M este de tip telescopic (v. fig.2), acesta este articulata la baza 0 printr-o cupla de rotatie si la culisorul 3 printr-o articulatie de tip sferic sau de rotatie, iar daca actuatorul liniar M este de tip sanie (v. fig.3), acesta are un surub rotativ si o piulita culisanta care este solidara cu culisorul 3. In fig.1, pozitiile B_1, C_1, D_1 si B_3, C_3, D_3 , ale cuplelor B, C si D, desemneaza pozitia initiala si respectiv pozitia finala a

J. Jisa, 
13.10.2010

mecanismului, iar pozitiile B_1, C_1, D_1 si B_2, C_2, D_2 , ale cuplelor B, C si D, desemneaza pozitiile mecanismului in care unghiul de transmitere din cupla B(1; 2) atinge o valoare minim admisa $b=b_{min.ad}$.

Mecanismul este **optim** daca realizeaza cursa unghiulara de orientare impusa α la un gabarit redus si daca, in timpul orientarii, unghiul de transmitere b din cupla B(1; 2) nu scade sub unghiul de transmitere minim admis $b_{min.ad}$. Asadar, fiind impuse cursa unghiulara de orientare α si unghiul de transmitere minim admis $b_{min.ad}$, diagramele din fig.4, 5, 6 si tabelul 1 permit determinarea geometriei mecanismului de orientare optim, in conformitate cu un algoritm ilustrat in fig. 7;

In continuare se prezinta un exemplu de calcul bazat pe algoritmul din fig. 7 si fig. 4-6


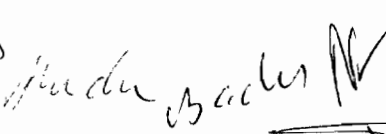

EXEMPLU DE CALCUL:

Se dau:

1. structura mecanismului de orientare in care dimensiunile l_1, l_2, s , si e sunt necunoscute, Fig.1.
2. cursa unghiulara de orientare impusa $\alpha=180^\circ$
3. unghiul de transmitere minim admis $b \geq b_{min.ad} = 30^\circ$ (pentru transmiterea fortelor cu evitarea blocarii)

Se cer: a) Valorile rapoartelor dimensionale $e/l_1, l_2/l_1, s/l_1$ pentru care se realizeaza un gabarit cat mai redus si unghiuri de transmitere cat mai mari. b) dimensiunile mecanismului in premisa unei aplicatii in care se foloseste un actuator liniar cu o cursa de $s=750$ mm, iar momentul maxim de incarcare impune utilizarea unui balansier $l_1=250$ mm.

Etapa I – Pentru valoarea impusa a unghiului de orientare α , cu ajutorul fig. 4 se determina valorile unghiului de transmitere b_{min} , corespunzatoare domeniului de variatie al raportului e/l_1 , cu retinerea valorilor care asigura evitarea blocarii ($b_{min} \geq b_{min.ad}$); pentru $\alpha=180^\circ$ si $e/l_1 = 0.65, 0.7, 0.8$ (fig.4), toate valorile rezultate pentru b_{min} indeplinesc conditia evitarii blocarii (tab.1): $b_{min} = 31.89^\circ (e/l_1=0.65) > b_{min.ad}=30^\circ$; $32.26^\circ (e/l_1=0.7) > b_{min.ad}=30^\circ$; $32.62^\circ (e/l_1=0.8) > b_{min.ad}=30$.

J. Diaz,   

Etapa II – Cu ajutorul fig. 5 se determina valorile raportului l_2/l_1 (v. si tab.1) pentru fiecare pereche de valori stabilite anterior ($b_{min}; e/l_1$): $l_2/l_1= 1.228$ ($e/l_1=0.65, b_{min}=31.89^\circ$); 1.298 ($e/l_1=0.7 b_{min}=32.26^\circ$); 1.433 ($e/l_1=0.8, b_{min}=32.62$).

Etapa III – In mod analog cu etapa precedenta, din fig. 6 se determina valoarea raportului cursei culisorului s/l_1 (v. si tab.1), pentru fiecare pereche de valori ($b_{min}; e/l_1$): $s/l_1= 2.858$ ($e/l_1=0.65, b_{min}=31.89^\circ$); 2.897 ($e/l_1=0.7 b_{min}=32.26^\circ$); 2.971 ($e/l_1=0.8, b_{min}=32.62^\circ$).

Alegerea solutiei optime dintre rezultatele obtinute, 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, incarcarea structurii etc. In conditiile datelor numerice considerate initial ($s =750$ mm, $l_1 = 250$ mm), rezulta ca aplicatia solicita realizarea unui raport $s/l_1 \leq 750/250=3$. Deoarece variatia lui b_{min} este practic neglijabila se prefera varianta cu cel mai mic gabarit, adica: $s/l_1=2.858, l_2/l_1= 1.228, e/l_1=0.65, b_{min}=31.89^\circ$, care conduce la urmatoarele dimensiuni optime (tiparite ingrosat in tabelul 1): $l_1=250$ mm, $l_2=307$ mm, $e=162.5$ mm si $s= 714.5$ mm.

Tabelul 1


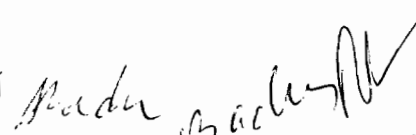

Date de intrare:						
$a=180^\circ, b \geq b_{min.ad} = 30^\circ, l_1=250mm, s = 750mm$						
e/l_1	e	b_{min} Fig. 4	l_2/l_1 Fig. 5	l_2	s/l_1 Fig. 6	s
	[mm]	[$^\circ$]		[mm]		[mm]
0.65	162.5	31.89	1.228	307	2.858	714.5
0.7	175	32.26	1.298	324.5	2.897	724.25
0.8	200	32.62	1.433	358.25	2.971	742.75

Utilizarea unor astfel de mecanisme este exemplificata in fig.2 si 3, pentru actionarea miscarii azimutale a unei platforme fotovoltaice cu orientare bi-axiala de tip azimut-altitudine.

J. Dica
 Dr. Ing. Radu Madarac
 Radu Madarac
 Radu Madarac

Inventia prezinta urmatoarele avantaje:

- mecanismul conform inventiei permite extinderea utilizarii unui actuator electric liniar cu surub si la realizarea unor curse unghiulare de orientare mari;
- mecanismul este o constructie simpla si cu fiabilitate ridicata;
- este relativ ieftin si nu ridica probleme tehnologice speciale;
- este ireversibil (datorita mecanismului surub-piulita cu autofranare din actuatorul liniar), asigurand autoblocarea sistemului de orientare (in pozitie de repaus) fara dispozitive speciale de franare/blocare;
- mai multe mecanisme articulate distincte, legate in paralel, pot orienta simultan mai multe platforme fotovoltaice, folosind un singur actuator.

J. Dica,   Madu 

REVENDICARI

1. Mecanism de orientare articulată **caracterizat prin aceea ca** este format dintr-un mecanism plan articulată, alcătuit dintr-o baza (0), un balansier (1, de lungime r), o biela (2, de lungime l_2) și un culisor (3, cu o excentricitate e), care, sub acțiunea unui actuator electric liniar cu surub (M), **efectuează o deplasare liniară** (pe o cursă s) și **induce** balansierului (1), prin intermediul bielei (2), **o deplasare unghiulară** de orientare pe o cursă unghiulară mare (α), în condițiile unui gabarit minim și a unor unghiuri de transmitere optime.

2. Mecanism de orientare articulată, conform revendicării 1, **caracterizat prin aceea ca** utilizează un actuator liniar (M) de tip telescopic, articulată la baza (0) printr-o cupla de rotație și la culisor (3) printr-o cupla de sferică sau de rotație **permite deplasare unghiulară** de cursă mare.

3. Mecanism de orientare articulată, conform revendicării 1, **caracterizat prin aceea ca** utilizează un actuator liniar (M) de tip sanie, care are un surub rotativ și o piulită culisanta solidară cu culisorul (3) **permite deplasare unghiulară** de cursă mare.

4. Mecanism de orientare, conform revendicării 1, 2 și 3, **caracterizat prin aceea ca**, pentru o cursă unghiulară de orientare impusă (α) a balansierului (1), a unui unghi de transmitere minim admis (b_{\min}), între balansier (1) și biela (2), a unui algoritm de calcul și a unor nomograme adecvate, **permite determinarea dimensiunilor optime** ale mecanismului de orientare (e , l și s) în funcție de lungimea balansierului (l_1).

5. Mecanism de orientare, conform revendicării 1, 2 și 3, **caracterizat prin aceea ca**, prin legarea în paralel a n mecanisme distincte, **permite orientarea simultană** a n platforme fotovoltaice, folosind un singur actuator liniar.

J. Ișac
 S. J. H.
 Paoluș
 S. J. H.
 S. J. H.

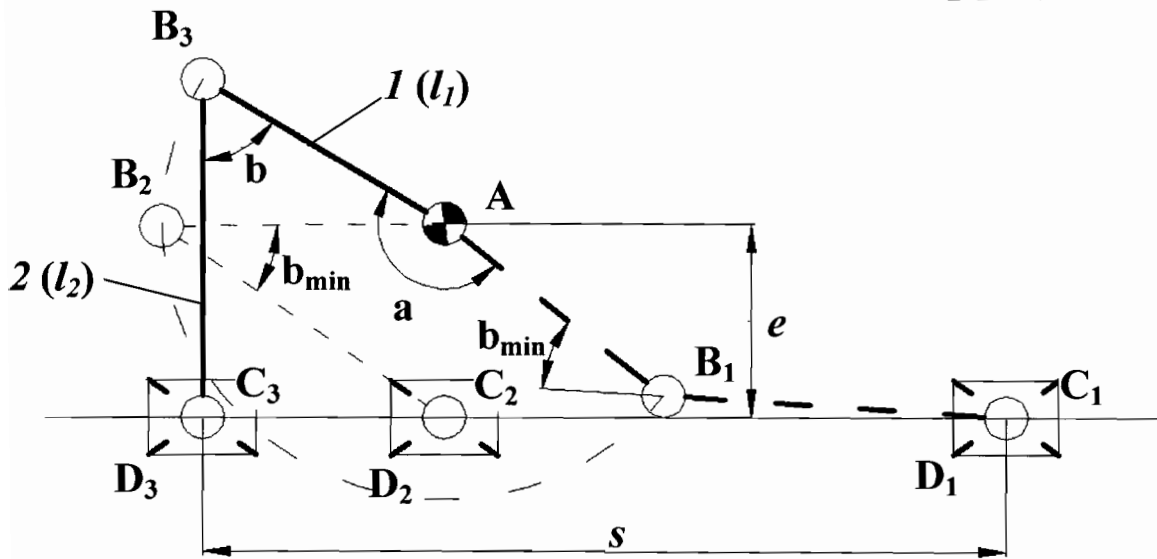


Fig. 1

J. Disc, *[Signature]* *[Signature]* *[Signature]* *[Signature]*

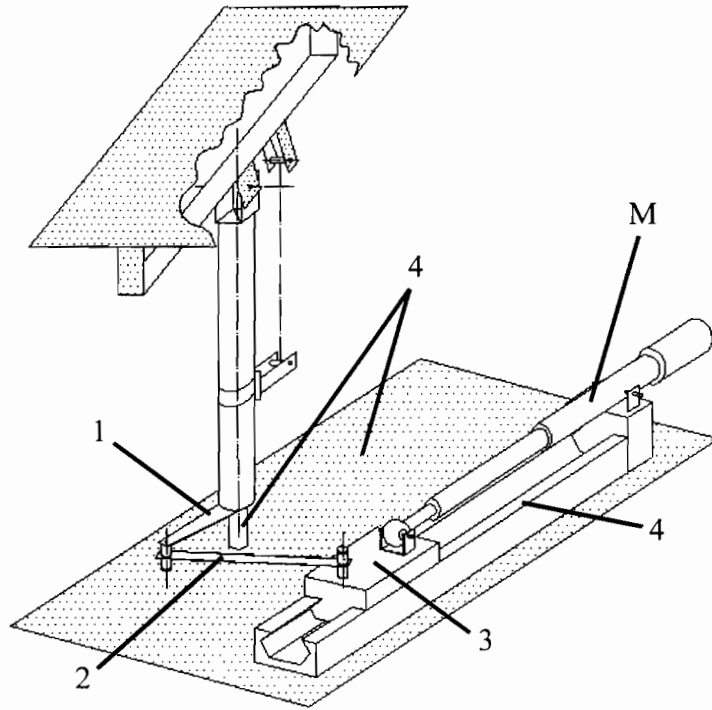


Fig.2

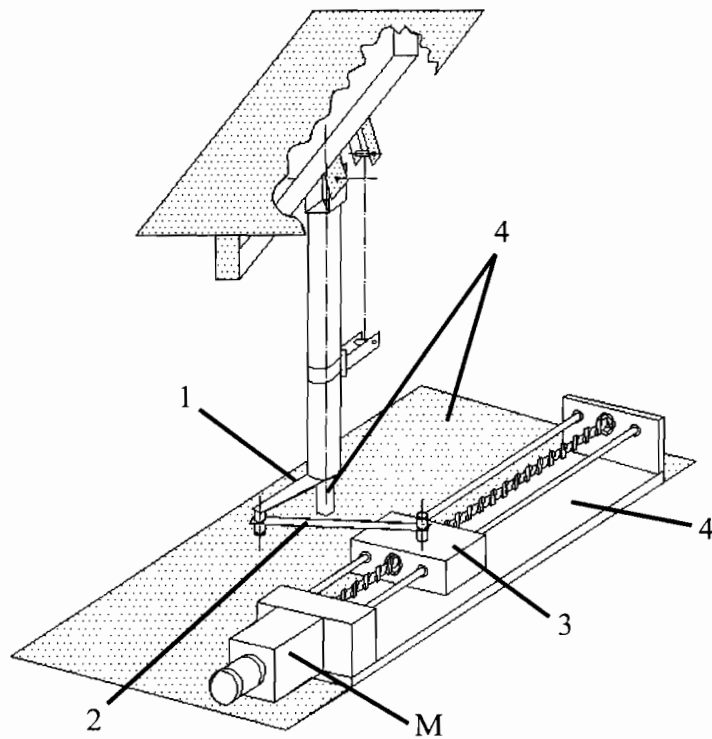


Fig.3

J. Jioz, [Signature] [Signature]
Kadu [Signature] [Signature]

START

SE DAU:

1. structura mecanismului de orientare, din fig. 1, in care dimensiunile sunt necunoscute.
2. cursa unghiulara de orientare a
3. unghiul de transmitere minim admis $b \geq b_{minad}$ (pentru evitarea blocarii)

SE CER:

Valorile rapoartelor: e/l_1 , l_2/l_1 , s/l_1 in conditiile unui gabarit minim si a unor unghiuri de transmitere cat mai mari.

Etapa I: Se construiesc o familie de curbe de tipul celei din fig. 4 si 5 pe baza relatiei:

$$a = 180 - b_{min} + \arccos\left(\frac{e}{b_{min} \cdot l_1}\right) - \arccos\left(\frac{b_{min}^2 + 1 - \left(\frac{l_2}{l_1}\right)}{2 \cdot b_{min}}\right), \text{ considerand pentru unghiul de}$$

transmitere minim intervalul de varietate $b_{min} = 20^\circ \dots 40^\circ$ si pentru raportul e/l_1 valori discrete in domeniul 0.65-0.8 ($e/l_1 = 0.65, 0.7, 0.8$); pentru o valoare impusa a cursei unghiulare a se determina valorile unghiului b_{min} , in functie de valorile raportului e/l_1 (v. ex. de calcul), retinandu-se numai valorile care asigura evitarea blocarii ($b_{min} \geq b_{min.ad}$).

$b_{min} (e/l_1=0.65), b_{min} (e/l_1=0.7), b_{min} (e/l_1=0.8)$

Etapa II: Se construiesc o familie de curbe de tipul celei din fig. 6 si 7, pe baza relatiei:

$$\frac{l_2}{l_1} = \cos b_{min} + \sqrt{\cos^2 b_{min} - 1 + \left(\frac{e}{l_1}\right)^2}, \text{ considerand pentru } b_{min} = 20^\circ \dots 40^\circ \text{ si pentru } e/l_1 \text{ cu}$$

valori discrete in domeniul 0.65-0.8 ($e/l_1 = 0.65, 0.7, 0.8$); se determina valorile raportului l_2/l_1 corespunzatoare perechilor de valori ($e/l_1; b_{min}$) obtinute in **Etapa I** (v. ex. de calcul)

$l_2/l_1 (e/l_1=0.65, b_{min}), l_2/l_1 (e/l_1=0.7, b_{min}), l_2/l_1 (e/l_1=0.8, b_{min})$

Etapa III: Se construiesc o familie de curbe de tipul celei din fig. 8 si 9, pe baza relatiei:

$$\frac{s}{l_1} = \sqrt{1 + 2 \cdot \frac{e}{l_1} + \left(\frac{e}{l_1}\right)^2 + \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 + \frac{2 \cdot l_2 (l_1 + e)}{l_1^2} \cdot \cos a}, \text{ considerand } b_{min} =$$

$20^\circ \dots 40^\circ$ si $e/l_1 = 0.65, 0.7, 0.8$; se determina valorile raportului s/l_1 corespunzatoare perechilor de valori ($e/l_1; b_{min}$) obtinute in **Etapa I** (v. ex. de calcul).

$s/l_1 (e/l_1=0.65, b_{min}), s/l_1 (e/l_1=0.7, b_{min}), s/l_1 (e/l_1=0.8, b_{min})$

Rezulta rapoartele: $e/l_1, l_2/l_1, s/l_1$, unde l_1 urmeaza sa se stabileasca din conditia echilibrarii momentului de torsiune maxim care incarca structura.

J. Jiroa

Fig. 7

Handwritten signatures and notes at the bottom of the page.