



(12)

BREVET DE INVENȚIE

(21) Nr. cerere: **a 2011 00326**

(22) Data de depozit: **08.04.2011**

(45) Data publicării mențiunii acordării brevetului: **28.08.2015** BOPI nr. **8/2015**

(41) Data publicării cererii:
30.09.2011 BOPI nr. **9/2011**

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

(72) Inventatori:
• **DIACONESCU DORIN,
STR.TUDOR VLADIMIRESCU NR.36, BL.3,
AP.10, BRAȘOV, BV, RO;**
• **JALIU CODRUȚA ILEANA, BD.VICTORIEI
NR.10, BL.43, BRAȘOV, BV, RO;**
• **NEAGOE MIRCEA, STR.ION CREANGĂ
NR.9, BL.20, SC.H, ET.1, AP.4, BRAȘOV,
BV, RO;**

• **MUNTEANU OLIMPIU,
STR.COL.ION BUZOIANU NR.51, AP.3,
BRAȘOV, BV, RO;**
• **SĂULESCU RADU-GABRIEL,
STR.PANSELUȚEI NR.10, BL.3, SC.A, ET.4,
AP.17, CODLEA, BV, RO;**
• **CLIMESCU OLIVER, SAT POIAN NR.95,
COMUNA POIAN, CV, RO;**
• **CIOBANU DANIELA, STR.SITARULUI
NR.21, BL.D 8, SC.A, AP.7, BRAȘOV, BV,
RO;**
• **BURDUHOS BOGDAN GABRIEL,
STR.SIMION BĂRNUȚIU NR.18, SIBIU, SB,
RO**

(56) Documente din stadiul tehnicii:
RO 128109 A2

(54) **TRANSMISIE PLANETARĂ**



RO 126694 B1

1 Invenția se referă la o transmisie planetară cu lanț, destinată reducerii/amplificării
turației unui element motor, cu rapoarte de reducere/amplificare relativ ridicate și randamente
3 superioare.

5 Este cunoscută o transmisie planetară cu lanț, prezentată în brevetul **RO 128109 B1**,
care are un arbore de intrare/ieșire cu excentric și un arbore de ieșire/intrare, arborele de
7 intrare/ieșire cu excentric fiind lăgăruit într-o roată dințată fixă, pe excentric fiind articulată
o roată dințată cu rol de satelit, care este angrenată cu un element de transmisie deformabil,
9 roata de lanț cu rol de satelit, are niște alezaje circulare, în care rulează niște role de angrenare
ale unui disc de transmisie, care face corp comun cu un arbore ieșire/intrare, roata de
11 lanț cu rol de satelit angrenează cu un element deformabil de transmisie, care este angrenat
și cu niște roți dințate fixe, arborele de intrare/ieșire cu excentric și arborele de ieșire/intrare,
13 precum și roțile dințate fixe, sunt coaxiale, elementul transmisie deformabil este un lanț
multiplu cu role sau o curea dințată.

15 Problema tehnică pe care o rezolvă invenția constă în lărgirea gamelor rapoartelor
de transmitere, prin utilizarea unui satelit dublu în locul celui simplu.

17 Transmisia planetară, conform invenției, are roțile dințate cu rol de sateliți, solidare
la rotație pe excentricul arborelui de intrare/ieșire, una dintre roțile dințate cu rol de satelit
19 angrenează, prin intermediul unui element de transmisie deformabil, cu niște roți dințate,
solidare la rotație cu un arbore de ieșire/intrare, iar cea de-a doua roată dințată, cu rol de
21 satelit, angrenează, prin intermediul unui element de transmisie deformabil cu niște roți
dințate fixe, în care se rotește arborele de intrare/ieșire, roțile laterale și roțile dințate fixe
dințate fiind coaxiale cu arborele de intrare/ieșire.

23 Transmisia planetară, conform invenției, prezintă următoarele avantaje: tehnologie
simplificată de realizare; transmisia poate fi utilizată ca reductor sau amplificator de turație;
25 construcție simplă și robustă; capacitate de încărcare ridicată; interschimbabilitate și
înlocuire ușoară a pieselor; gabarit radial relativ redus.

27 Se prezintă, în continuare, un exemplu de realizare a invenției, în legătură cu
fig. 1...10, care reprezintă:

- 29 - fig. 1, schema structurală a transmisiei planetare;
- fig. 2, modelul virtual secționat al transmisiei planetare;
31 - fig. 3, secțiune longitudinală prin transmisia planetară;
- fig. 4, curbă de variație a raportului de reducere/amplificare, în funcție raportul
33 cinematic interior ($i_0 = (z_7/z_4) \cdot (z_1/z_2) = i_{0C} \cdot i_{0S}$), pentru cazul $i_0 < 1$;
- fig. 5, familie de curbe ale raportului dintre roțile centrale (i_{0C}) în funcție de raportul
35 cinematic interior (i_0), pentru diferite valori discrete ale lui i_{0S} , pentru cazul $i_0 < 1$;
- fig. 6, diagrame ale raportului de reducere (raportul dintre turația la intrare și cea de
37 la ieșire) și ale randamentului transmisiei folosite ca reductor, în premisa că randamentul
unei transmisii cu lanț este cuprins între 0,9 și 0,98, pentru cazul $i_0 < 1$;
39 - fig. 7, diagrame ale raportului de amplificare (raportul dintre turația la ieșire și cea
de la intrare) și ale randamentului transmisiei folosite ca amplificator, în premisa că randa-
41 mentul unei transmisii cu lanț este cuprins între 0,9 și 0,98, pentru cazul $i_0 < 1$;
- fig. 8, schema logică utilizată pentru sinteza transmisiei;
43 - fig. 9, exemplu de aplicație a transmisiei;
- fig. 10, exemplu de determinare a numerelor de dinți.

45 Transmisia planetară, conform invenției, are un arbore **a** de intrare/ieșire, prevăzut
cu un excentric **e**, cu rol de braț port-satelit, care este echilibrat cu ajutorul unei contragreu-
47 tăți **g**. Pe excentricul **e** se pot roti niște roți **1** și **2** dințate, solidare între ele, cu rol de sateliți.

RO 126694 B1

Roata 1 dințată angrenează, prin intermediul unui element 3 de transmisie deformabil, multiplu, cu niște roți 4 și 5 dințate, similare, fixate pe un arbore b de ieșire/intrare, iar roata 2 dințată angrenează, prin intermediul unui element 6 de transmisie deformabil, multiplu, cu niște roți 7 și 8 dințate fixe. 1 3

Roțile 4 și 5, dințate laterale, precum și roțile 7 și 8 dințate fixe, au rolul de a proteja elementele 3 și 6 de transmisie deformabile împotriva deformațiilor tangențiale care apar în cazul folosirii de roți simple. 5 7

Roțile 4 și 5 dințate laterale, precum și roțile 7 și 8 fixe, sunt coaxiale cu arborele a prevăzut cu un excentric e. Roțile 1 și 2 dințate se rotesc solidar pe excentricul e al arborelui a de intrare/ieșire, pe un rulment cu două rânduri de bile, în sine cunoscut. Arborele b de ieșire/intrare, cu care sunt solidare roțile 4 și 5 dințate, este montat pe câte doi rulmenți, de asemenea cunoscuți. Roțile 7 și 8 dințate fixe sunt solidarizate cu baza reductorului, cu ajutorul unor știfturi 9 filetate, în sine cunoscute. 9 11 13

Elementele 3 și 6 de transmisie deformabile sunt lanțuri pe mai multe rânduri, în cazul de față pe patru rânduri, sau curele de transmisie. Roțile 1 și 2 dințate, solidare la rotație pe excentricul e al arborelui a, precum și roțile 4, 5, 7 și 8 dințate, sunt roți de lanț sau roți de curea. 15 17

Transmisia propusă are două situații planetare monomobile de funcționare:

- reductor de turație monomobil, când roțile 7 și 8 dințate solidare sunt fixe, arborele a este element de intrare și roțile 4 și 5 dințate, solidare între ele, constituie elementul de ieșire; 19 21

- amplificator de turație monomobil, când roțile 7 și 8 dințate solidare sunt fixe, roțile 4 și 5 dințate, solidare între ele, prin intermediul arborelui b, sunt element de intrare și arborele a este element de ieșire. 23

Pentru exemplificare, se consideră cazul în care transmisia planetară cu lanț, cu satelit dublu, funcționează ca reductor sau amplificator de turație, în care se impune raportul de reducere/amplificare i și se cer numerele de dinți ale roților. 25 27

Se determină mai întâi raportul cinematic interior al transmisiei ($i_0 = (z_7/z_4) \cdot (z_1/z_2) = i_{0c} \cdot i_{0s}$), în funcție de valoarea impusă i; în fig. 4 este prezentată o diagramă cu ajutorul căreia se determină i_0 în cazul constructiv posibil $i_0 < 1$; pentru cazul constructiv în care $i_0 > 1$, diagramele sunt similare cu deosebirea că rezultatele obținute sunt inferioare celor prezentate anterior (vezi fig. 10). Considerându-se i_{0s} ca raport dintre numerele de dinți ale roților-satelit ($i_{0s} = z_1/z_2$), respectiv i_{0c} ca raport dintre numerele de dinți ale roților centrale ($i_{0c} = z_7/z_4$), cu ajutorul fig. 5, se determină i_{0c} , în funcție de i_0 , pentru diverse valori ale raportului i_{0c} considerate apropiate valorii 1. 29 31 33 35

Adoptând, din literatura de specialitate, valori pentru randamentul unei transmisii cu lanț, considerată ca transmisie cu axe fixe, în fig. 6 și 7 sunt reprezentate variații ale raportului de reducere/amplificare și plaje de valori ale randamentului transmisiei, când funcționează ca reductor/amplificator de turație, pentru cazul $i_0 < 1$. 37 39

În anexă este prezentat suportul analitic pentru trasarea diagramelor prezentate.

Prin combinarea acestor diagrame, se poate alege soluția optimă, din punct de vedere al randamentului și gabaritului, în premisa impunerii raportului de reducere/amplificare (i). 41 43

Exemple de soluții constructive sunt centralizate în fig. 10.

Se prezintă în continuare un exemplu de utilizare a diagramelor obținute, pentru care se impune un raport de reducere/amplificare $|i| \approx 10$ (sau $|i| = 10 \pm 7\%$), în scopul obținerii unei transmisii cu gabarit minim și randament maxim. În acest scop, se realizează sinteza transmisiei (vezi fig. 8), pe baza căreia se obțin diagramele din fig. 4...7. 45 47

1 Din fig. 4 se determină raportul cinematic interior (i_0), în funcție de raportul de
reducere/multiplicare impus (i): în cazul $i_0 < 1$, din fig. 4 rezultă $i = 10 \Rightarrow i_0 = 0,9$.

3 Cu ajutorul fig. 5, raportul $i_0 = 0,9$ poate fi divizat în două rapoarte: $i_{0C} = z_7/z_4$ și $i_{0S} =$
 z_1/z_2 : $i_{0S} = x$ cu $i_{0C} = y$; $i_{0S} = x_1$ cu $i_{0C} = y_1$, etc. Comparând rezultatele prezentate în fig. 10,
5 în care este considerată valoarea maximă pentru randamentul transmisiilor cu lanț cu axe
fixe, se constată că pentru același raport i_{0S} (ex. $i_{0S} = 1$), varianta în care raportul $i_0 < 1$ con-
7 duce la soluții cu performanțe mai bune: astfel pentru $i_0 = 0,9$, se obține raportul $i_{0C} = 0,9$ și
randamentul transmisiei reductor/amplificator de 0,73/0,62, respectiv, pentru $i_0 = 1,1$, se obține
9 raportul $i_{0C} = 1,1$ și randamentul transmisiei reductor/amplificator de 0,68/0,56; de aceea,
diagramele corespunzătoare raportului $i_0 > 1$ nu au mai fost reprezentate.

11 Pentru randamentul transmisiei cu lanț, cu axe fixe, indicat în literatură ($\eta_{\text{lanț}} =$
0,9...0,98), se obțin diagramele din fig. 6 și 7, din care se poate alege reductorul/amplifica-
13 torul de turație cu randamentul minim admis. Astfel, în cazul în care transmisia funcționează
ca reductor, conform fig. 6, se obține: $i = 10, i_0 = 0,9, \eta_{\text{min}} = 0,37 \dots \eta_{\text{max}} = 0,73$, iar în cazul în
15 care transmisia funcționează ca amplificator, conform fig. 7, se obține: $i = 10, i_0 = 0,9, \eta_{\text{min}} =$
0... $\eta_{\text{max}} = 0,63$.

17 Din diagramele din fig 4...7, rezultă că:
- transmisia are randamente mai bune ca reductor, decât ca amplificator, și poate
19 funcționa atât ca reductor, cât și ca amplificator de turație (fig. 9), pentru rapoarte de trans-
mitere $|i| < 25$;

21 - variantele cu $i_0 < 1$ au randamente mai bune decât cele cu $i_0 > 1$;
- dacă se dorește folosirea transmisiei ca amplificator de turație cu un raport de multi-
23 plicare superior, transmisia cu lanț trebuie prelucrată cu o precizie mai ridicată (ex: folosirea
transmisiei în turbinele eoliene, în care $|i| = 6 \dots 30$, comparativ cu utilizarea lor în microhidro-
25 turbine, în care $|i| = 3 \dots 5$).

În continuare, se prezintă suportul analitic (Diaconescu V. D. ș. a., Products concep-
27 tual design, Editura Universității Brașov, 2010, ISBN: 978-973-598-230-0) pentru trasarea
diagramelor prezentate în brevet:

29 - fig. 4, curbă de variație a raportului de reducere/amplificare (i), în funcție raportul
cinematic interior (i_0):

$$i = \frac{1}{1 - i_0} ;$$

35 - fig. 5, familie de curbe ale raportului dintre numerele de dinți ale roților centrale (i_{0C})
în funcție de raportul cinematic interior (i_0) și de raportul dintre numerele de dinți ale
37 roților-satelit (i_{0S}), considerat ca parametru discret:

$$i_{0C} = \frac{i_0}{i_{0S}} ;$$

41 - fig. 6, diagrame de variație ale raportului de reducere $i(i_0)$ și ale randamentelor
43 extreme (min și max) ale transmisiei folosită ca reductor:

$$\eta_r = \eta \frac{1 - i_0}{1 - i_0 \eta_0^w}, w = \text{sgn} \left(\frac{i_0}{i_0 - 1} \right);$$

RO 126694 B1

- curbele de variație ale randamentului η_{\min} și η_{\max} corespund valorilor minimă și maximă, din literatură, pentru randamentul interior $\eta_0 = \eta_{\text{lanț}}^2$; 1
- fig. 7, diagrame de variație ale raportului de amplificare $i=i(i_0)$ și ale randamentelor extreme (min și max) ale transmisiei folosită ca amplificator; 3
- $$\eta_a = \frac{1 - i_0 \eta_0^x}{1 - i_0}, x = -w$$
- 5
-
- 7

- fig. 10, valorile randamentului transmisiei din tabel sunt cele maxime; numerele de dinți z_4, z_1 și z_2 sunt determinate în funcție de valorile adoptate constructiv pentru z_7 , astfel: 9
- se adoptă valori discrete pentru raportul dintre numerele de dinți ale roților-satelit i_{0S} în jurul valorii 1; 11
- se determină raportul dintre numerele de dinți ale roților centrale i_{0C} : $i_{0C} = i_0/i_{0S}$; 13
- se determină z_4 (număr întreg): $z_4 = z_7/i_{0C}$; pentru a obține un număr z_4 întreg, se acceptă abateri sub 10% ale raportului i_{0C} ; 15
- se adoptă numere întregi pentru z_1 și se determină z_2 (număr întreg): $z_2 = z_1/i_{0S}$; pentru a obține un număr z_2 întreg, se acceptă abateri sub 5% ale raportului i_{0S} . 17

RO 126694 B1

Revendicări

1

3

5

7

9

11

1. Transmisie planetară, care are un arbore de ieșire/intrare și un arbore de intrare/ieșire, prevăzut cu un excentric, echilibrat de o contragreutate, lăgăruit în niște roți dințate fixe, pe excentric rotindu-se niște roți dințate cu rol de sateliți, roțile dințate fiind angrenate cu un element de transmisie deformabil, **caracterizată prin aceea că** roțile dințate (1 și 2) cu rol de sateliți sunt solidare la rotație pe excentricul (e) arborelui (a) de intrare/ieșire, roata (1) dințată cu rol de satelit angrenează, prin intermediul unui element (3) de transmisie deformabil, cu niște roți (4 și 5) dințate, laterale, solidare la rotație cu un arbore (b) de ieșire/intrare, roata (2) dințată cu rol de satelit angrenează, prin intermediul unui element (6) de transmisie deformabil, cu roțile (7 și 8) dințate fixe.

13

2. Transmisie planetară, conform revendicării 1, **caracterizată prin aceea că** elementele (3 și 6) de transmisie deformabile sunt lanțuri pe mai multe rânduri sau curele dințate, roțile (1, 2, 4, 5, 7 și 8) fiind roți de lanț sau roți de curea.

(51) Int.Cl.

F16H 1/32 (2006.01),

F16H 25/06 (2006.01)

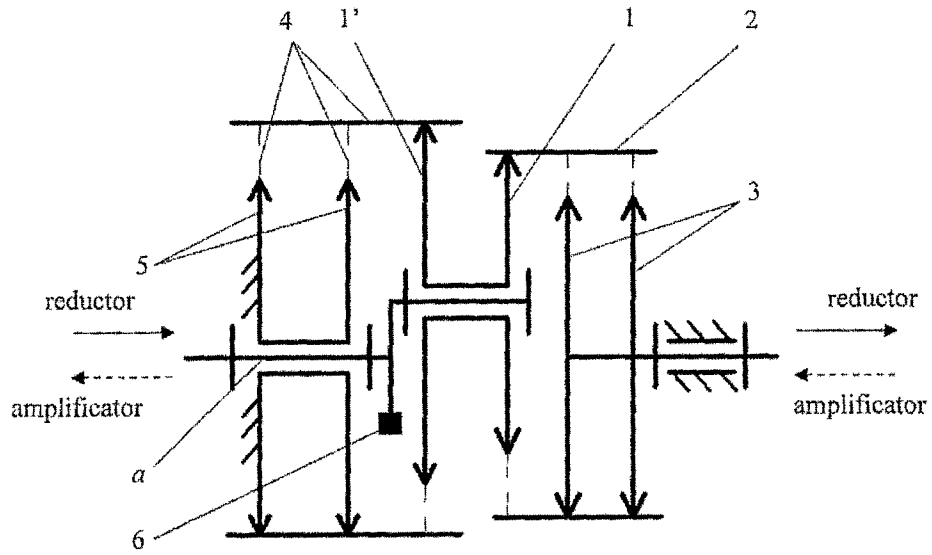


Fig. 1

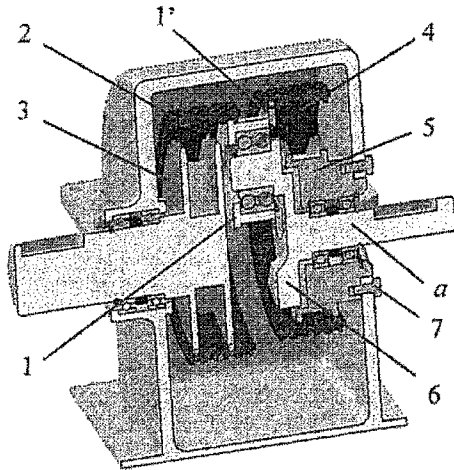


Fig. 2

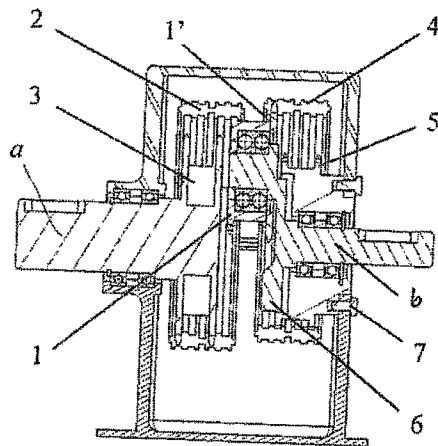


Fig. 3

Fig. 4

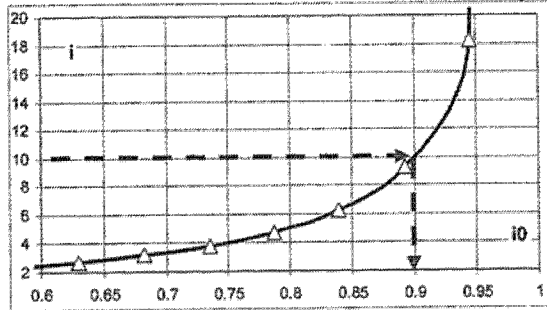


Fig. 5

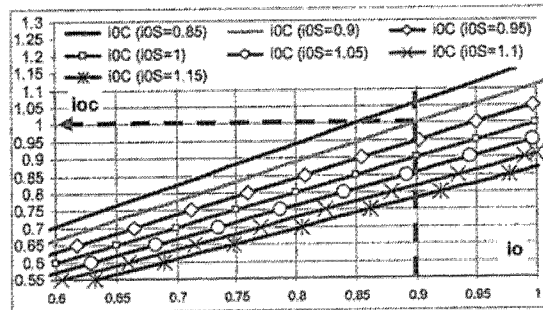


Fig. 6

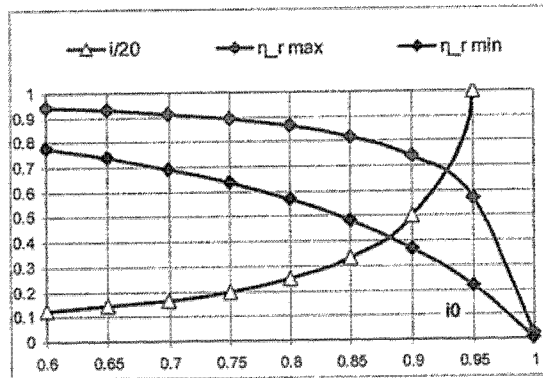
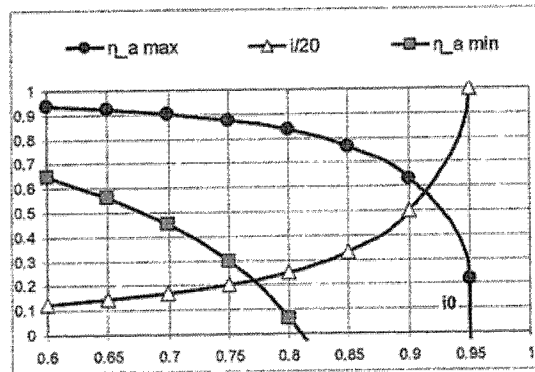


Fig. 7



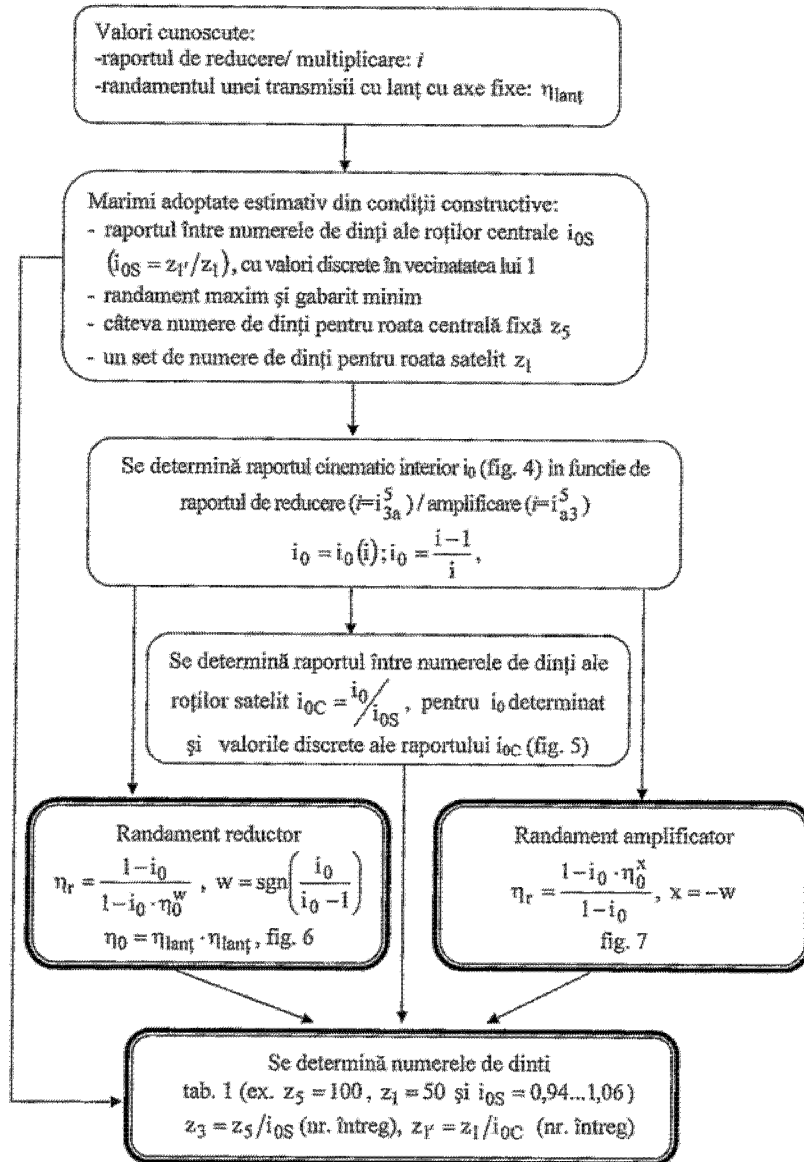


Fig. 8

(51) Int.Cl.

F16H 1/32 (2006.01),

F16H 25/06 (2006.01)

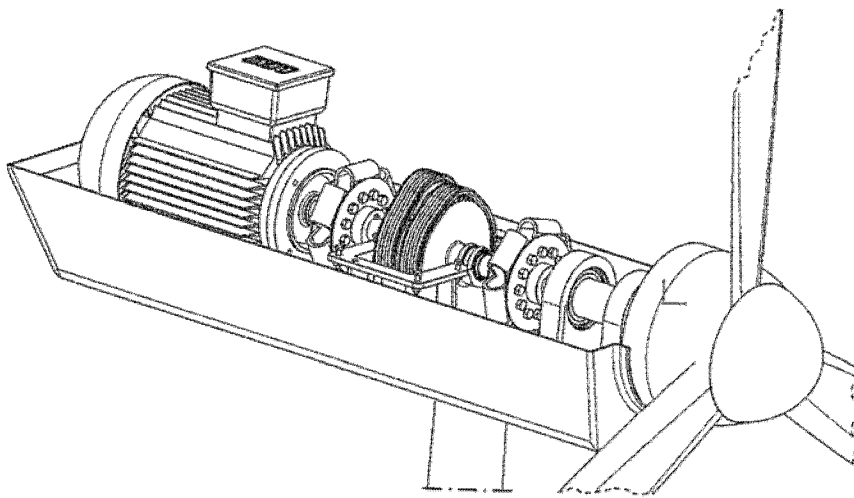


Fig. 9

(51) Int.Cl.

F16H 1/32 (2006.01),

F16H 25/06 (2006.01)

Z ₅	Z ₄	Z ₁	Z ₁ '	ios	loc	io	i	Π _{1.3}	Π _{1r.5}	Π _g	W	Π _{β_{max}}	X	Π _{f_{max}}
100	86			ios<1		loc>1		0.98	0.98	0.9604	1	0.552036		0.681926
	85						-10.31222					0.6	-1	0.705969
	104	50	53	0.943396226		ios<1								
	105					loc>1	10.765625				-1	0.597336	1	0.721127
	88					loc>1	9.8495575					0.636108		0.740498
	87					loc>1	-10.79245				1	0.533019	-1	0.672841
	106	50	52	0.961539462		loc<1	-9.504202					0.584034		0.697779
	107					loc>1	10.765625				-1	0.597336	1	0.721127
	90					loc>1	9.8652482					0.634461		0.740157
	89					loc>1	-11.19512				1	0.517073	-1	0.665407
	108	50	51	0.980392157		loc<1	-9.845967					0.570499		0.690984
	109					loc>1	10.94252				-1	0.594165	1	0.719547
	91					loc>1	9.9445438					0.631191		0.738441
	90					loc>1	-10.11111				1	0.56	-1	0.685804
	111	50	50	1		loc<1	-9					0.604		0.708051
	112					loc>1	10.090909				-1	0.625156	1	0.735294
	93					loc>1	9.3333333					0.656393		0.75188
	92					loc>1	-10.23668				1	0.553047	-1	0.682416
	113	50	49	1.020408163		loc<1	-9.162802					0.597561		0.704705
	114					loc>1	10.310987				-1	0.616082	1	0.730612
	95					loc>1	9.5324232					0.648184		0.747449
	94					loc>1	-10.36364				1	0.55	-1	0.680942
	115	50	48	1.041666667		loc<1	-9.245902					0.594262		0.703004
	116					loc>1	10.615385				-1	0.603531	1	0.724234
	97					loc>1	9.8028169					0.637036		0.741514
	96					loc>1	-10.33787				1	0.56102	-1	0.681435
	118	50	47	1.063629787		loc<1	-9.245902					0.594262		0.703004
	119					loc>1	10.157509				-1	0.62241	1	0.733871
						loc>1	9.4317032					0.652337		0.749684

Fig. 10



Editare și tehnoredactare computerizată - OSIM
 Tipărit la: Oficiul de Stat pentru Invenții și Mărci
 sub comanda nr. 481/2015