

UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI

Cu titlu de manuscris
CZU: 621.883: (043.3)

CIOBANU RADU

**CONTRIBUȚII PRIVIND CERCETAREA
MULTIPLICATOARELOR PLANETARE PRECESIONALE**

242.01 – TEORIA MAȘINILOR, MECATRONICĂ

Autoreferatul tezei de doctor în științe tehnice

CHIȘINĂU, 2014

Teza a fost elaborată la Departamentul „Bazele Proiectării Mașinilor”, Universitatea Tehnică a Moldovei.

Conducător științific:

DULGHERU Valeriu, prof. univ., doctor habilitat în științe tehnice, specialitatea 242.01-Teoria Mașinilor, Mecatronică

Referenți oficiali:

CIUPAN Cornel, prof. univ., dr. ing., Universitatea Tehnică din Cluj Napoca, România

CĂNĂNĂU Sorin, prof. univ., dr. ing., Universitatea Politehnică, București, România

Componența Consiliului Științific Specializat:

1. **VIȘA Ion**, prof. univ., dr. ing., Universitatea Transilvania,

Brașov, România – *președinte al CȘS*

2. **TRIFAN Nicolae**, dr., UTM – *secretar științific al CȘS*

3. **BOSTAN Ion**, prof. univ., dr. hab., acad. al AȘM, UTM – *membru al CȘS*

4. **JALIU Codruță**, prof. univ., dr. ing., Universitatea Transilvania,

Brașov, România – *membru al CȘS*

5. **MAZURU Sergiu**, conf. univ., dr. UTM – *membru al CȘS*

Susținerea va avea loc la **22.01.2015, orele 16⁰⁰** în ședința Consiliului Științific Specializat D 31. 242.01-08 “Teoria Mașinilor, Mecatronică” din cadrul Universității Tehnice a Moldovei, MD 2045, Republica Moldova, Chișinău, str. Studenților 9, blocul 6, aud. 6-415.

Teza de doctor, lucrările științifice în baza cărora se susține teza, și autoreferatul pot fi consultate la Biblioteca Științifică a Universității Tehnice a Moldovei, precum și pe site-ul CNAA (www.cnaa.md).


Autoreferatul a fost expediat la 19.12.2014.

Secretar științific al
Consiliului Științific Specializat,
dr.



TRIFAN Nicolae

Conducător științific:
prof. univ., dr. hab.



DULGHERU Valeriu

Autor:



CIOBANU Radu

(© Ciobanu Radu, 2014)

REPERE CONCEPTUALE ALE CERCETĂRII

Actualitatea și gradul de studiere a temei investigate. Soluționarea sarcinii de baza a construcției de mașini – mecanizarea și automatizarea proceselor tehnologice necesită elaborarea unor construcții de mașini și mecanisme fiabile, cu performanțe ridicate. Diverse procese tehnologice, mașini energetice necesită multiplicarea turațiilor organului de lucru. În acest scop transmisiile planetare ocupă un loc deosebit, posedând o serie de avantaje cum sunt: coaxialitate, compacitate, masă redusă, capacitate portantă mai ridicată la un randament înalt, posibilitatea obținerii unor rapoarte de transmitere mari, funcționare silențioasă etc.

La sfârșitul anilor 70, la catedra „Organe de Mașini și Instalații de Ridicare – Transportare” a Institutului Politehnic din Chișinău, sub conducerea dr. conf. univ. I. Bostan, au fost propuse transmisiile planetare precesionale (TPP) cu angrenaj multiplu cu profil convex-concav variabil al dinților. Până în prezent au fost elaborate un număr mare de scheme structurale de transmisii planetare precesionale, angrenaje multiple pentru transmisii de putere și cinematice, tehnologii de generare a profilelor convex – concave variabile ale dinților fiind brevetate cu peste 170 de brevete de invenție. Multiplicitatea majorată a angrenajului precesional (până la 100% perechi de dinți aflate simultan în angrenare) asigură capacitate portantă și precizie cinematică ridicate, gabarite și mase reduse, etc. Aceste avantaje deschid perspective largi de utilizare a transmisiilor planetare precesionale în diferite domenii ale construcției de mașini, inclusiv, în domeniul multiplicatoarelor.

Fiind elaborată teoria angrenajului precesional multiplu, tehnologiile de fabricare a profilelor convex – concave variabile ale dinților, a fost necesară stabilirea profilelor dinților, parametrilor geometrici ai angrenajului, care asigură transmiterea puterii prin multiplicare cu eficiență maximă (randament mecanic ridicat, simplitate constructivă, uzură redusă etc.) [1, 2, 8]. În lucrare este prezentată elaborarea și cercetarea complexă (teoretică și experimentală) a multiplicatoarelor planetare precesionale. Lucrarea a fost elaborată în cadrul departamentului „Bazele Proiectării Mașinilor” și în Laboratorul de Testări a Transmisiilor Mecanice al aceluiaș departament al Universității Tehnice a Moldovei. Ea reprezintă continuarea cercetărilor în domeniul TPP și tratează problema cercetării multiplicatoarelor planetare precesionale și argumentarea parametrilor angrenajului asupra profilului dinților pentru multiplicatoare.

Scopul lucrării: elaborarea și cercetarea multiplicatoarelor planetare precesionale și a complexului de recomandări privind proiectarea, fabricarea și exploatarea lor.

Obiectivele de bază ale lucrării. O condiție necesară de atingere a scopului formulat este soluționarea următoarelor probleme:

- Elaborarea schemelor conceptuale ale multiplicatoarelor planetare precesionale;

- Argumentarea profilului dinților multiplicatorului din condiția evitării autofrânării;
- Cercetarea mecanismului de legătură a satelitului cu arborele conducător;
- Cercetarea cinetostaticii multiplicatoarelor planetare precesionale;
- Elaborarea modelului matematic al pierderilor de putere în multiplicatorul precesional;
- Elaborarea metodei de calcul ingineresc a angrenajului multiplicatorului planetar precesional;
- Elaborarea, proiectarea și fabricarea prototipului experimental al multiplicatorului precesional;
- Cercetarea experimentală a indicilor calitativi de bază ai multiplicatorului precesional;
- Elaborarea recomandărilor privind proiectarea, fabricarea și utilizarea multiplicatoarelor planetare precesionale.

Noutatea și originalitatea științifică a rezultatelor obținute constau în elaborarea structurilor conceptuale noi ale multiplicatorului planetar precesional, care asigură indici funcționali înalți, argumentarea teoretică și elaborarea nomogramelor, care vin în ajutorul proiectanților din domeniul TPP la alegerea parametrilor constructivi optimi ai angrenajului pentru funcționare în regim de multiplicator. De asemenea, au fost argumentate teoretic profilele optime ale dinților sub aspectul evitării autoblocării și reducerii valorii momentului de pornire. Structurile conceptuale ale multiplicatoarelor planetare precesionale elaborate sunt protejate cu 4 brevete de invenție.

Valoarea practică a lucrării. A fost proiectat și fabricat prototipul experimental al multiplicatorului planetar precesional, elaborată metodica de încercări experimentale ale multiplicatorului planetar precesional și cercetați experimental randamentul mecanic și momentul de pornire în regim de reducere și multiplicare.

Rezultatele științifice principale înaintate spre susținere:

- pentru prima oară au fost elaborate și brevetate structuri conceptuale de multiplicatoare precesionale;
- cercetarea geometriei, cinematicii și cinetostaticii multiplicatoarelor planetare precesionale cu descrierea efectelor cinematice din angrenajul precesional;
- modelul structural al pierderilor de putere în multiplicatorul precesional (angrenajul precesional, angrenajul mecanismului de legătură, rulmenți), care permite estimarea pierderilor de putere la etapa de proiectare a multiplicatorului;
- precizarea metodei de calcul ingineresc a multiplicatorului planetar precesional;
- metodica de cercetări experimentale aplicative ale parametrilor funcționali ai multiplicatorului planetar precesional;
- recomandări privind proiectarea, fabricarea și utilizarea multiplicatoarelor planetare precesionale.

Obținerea rezultatelor lucrării. Lucrarea a fost efectuată în corespundere cu planurile:

- temelor de cercetări științifice bugetare:

1. „Teoria fundamentală a angrenajului precesional: angrenaje, tehnologii de generare a dinților, calcule inginerești” (Contract nr. 200 b/s, 2003–2005).
2. „Teoria fundamentală a angrenajelor precesionale cinematice: modele matematice de generare a profilurilor în sisteme cu 5 grade de libertate, metode de calcul și control” (Contract nr. 303 b/s, 2006–2010).
3. „Elaborarea teoriei fundamentale a transmisiilor precesionale cu transformarea mișcării și sarcinii în regim de: multiplicator, diferențial și variator” (2011-prezent).

- în cadrul contractelor de cercetări științifice din Programe de Stat:

1. „Sisteme de acționare submersibile ale Complexului Robotizat de Extracție a Concrețiunilor Ferro-manganice de pe fundul Oceanului Planetar” (Contract nr. 068, 2004–2006).
2. „Elaborarea și fabricarea prototipului industrial al reductorului precesional submersibil” (Contract nr. 001/P, 2007–2008).

- proiectului de cercetare „Design of a New type of Gearing for Crushing Equipment advantageous from the point of view of its cost”. Contract de cercetare între Universitatea Tehnică a Moldovei, Universitatea de Științe Aplicate din Konstanz, Germania și întreprinderea mecanică ARP, Stuttgart, Germania (2005).

Aprobarea lucrării. Rezultatele principale, expuse în teză, au fost prezentate și puse în discuție la seminarele științifice ale Facultății de „Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi” a Universității Tehnice a Moldovei, la conferințe științifice și expoziții naționale și Internaționale și publicate în reviste specializate după cum urmează: în monografia „Antologia invențiilor. Vol. 4. Transmisii planetare precesionale cinematice: concepte tehnologice de generare a angrenajelor, cercetări experimentale, aplicații industriale, descrieri de invenții”. Chișinău: Bons Offices, 2011, 636 p.; pe paginile revistelor „Meridian Ingineresc”, Chișinău: UTM nr.3, 2014, nr.2, 2011 și Fizică și Tehnică: procese, modele, experimente. Bălți: Universitatea de Stat „Alec Russo”, 2011, Vol. 1; la Al 8lea Simpozion Național cu participare Internațională „Proiectarea Asistată de Calculator” PRASIC’06, BRAȘOV, 9-10 Noiembrie 2006, Cul. „Mecanisme. Tribologie”; la al XXXI-lea seminar național de organe de mașini „Ioan Drăghici” SNOM’11. 02 - 03 Iunie 2011, Chișinău; la Conferința Internațională „Tehnologii Moderne, Calitate, Restructurare”, Chișinău, 21-23 mai 2005; la Conferința tehnico-științifică a studenților, doctoranzilor și colaboratorilor, Chișinău: UTM 2002, 2003, 2005, 2006, 2009, 2011, 2013; la Expoziția internațională de invenții „*INFOINVENT*” Chișinău 2007, 2009, 2011; la Expoziția internațională de invenții „*ARHIMED*” 2014 Moscova, Rusia; la Expoziția europeană de invenții „*EUROINVENT*” 2010, 2011, 2012,

2014, Iași, România; la Expoziția europeană de invenții „*PROINVENT*” 2009, 2010, 2011, 2012, 2014, Cluj-Napoca, România; la Expoziția internațională de invenții „*IWIS*”, 2012, Polonia; la Expoziția Internațională de invenții „*Novii Ceas*” 2007, 2008, 2009, 2012, Sevastopol, Ucraina.

Pentru realizări științifice în domeniu autorul a fost apreciat cu: Premiul municipal pentru Tineret în domeniul Științei și Tehnicii, ediția 2011, organizat de Direcția Generală “Educație, Tineret și Sport” din cadrul Primăriei Municipiului Chișinău; Premiul Tineretului în domeniul Științei și Tehnicii, ediția 2008, Ministerul Educației și Tineretului al Republicii Moldova; Premiul „Invenția Anului – 2007 creată de un tânăr inventator”, ediția 2007 pentru invenția „Multiplicator precesional”, acordat de AGEPI.

Juriul Internațional al Expozițiilor a apreciat elaborările prezentate cu distincțiile: 9 medalii de aur, 4 medalii de argint, 2 medalii de bronz, 4 Premii Speciale ale Saloanelor.

Publicații pe tema tezei. Conținutul principal al tezei este reflectat în 17 lucrări științifice, 12 dintre care sunt de singur autor. Noutatea științifică a elaborărilor este protejată cu 12 brevete de invenție.

Structura și volumul tezei de doctorat. Lucrarea constă din introducere, cinci capitole, concluzii generale, recomandări și conține 144 pagini, 6 tabele, 125 figuri, 7 anexe și 118 surse bibliografice utilizate.

Cuvinte-cheie: multiplicator precesional, mecanism de legătură, unghi de presiune, randament mecanic.

CONȚINUTUL LUCRĂRII

În introducere este motivată și prezentată actualitatea problemei de studiu și cercetare a multiplicatoarelor planetare precesionale.

În primul capitol este prezentat un scurt istoric al transmisiilor mecanice funcționabile în regim de multiplicare. A fost efectuată analiza constructiv-funcțională a transmisiilor cu angrenare, care funcționează în regim de multiplicare. Au fost analizate domeniile de utilizare a multiplicatoarelor în diverse mecanisme [16, 20]. A fost efectuată analiza mecanismelor de legătură moderne utilizabile în multiplicatoarele planetare precesionale.

În capitolul doi sunt cercetate și elaborate multiplicatoarele planetare precesionale. Analiza structurilor cinematice elaborate ale transmisiilor planetare precesionale a arătat că doar unele din ele pot funcționa eficient în regim de multiplicator [22-33].

Multiplicatoare precesionale $K-H-V$. Multiplicatoarele precesionale se bazează în mare parte pe structura cinematică $K-H-V$ în diverse variante (figura 1 (a, b, c, d)) [1-5, 7, 9, 12, 17, 18], care include o roată centrală b legată cu corpul (batiul) (figura 1 (a, b)) sau cu arborele conducător V (figura 1 (c, d)), o roată-satelit cu o singură coroană de role g legată cu arborele condus V .

În aceste transmisii un element important este mecanismul W de legătură a roții-satelit cu arborele conducător V (figura 1 (a, b)) sau batiul (figura 1 (c, d)). Mecanismul W realizează transmiterea mișcării de rotație de la roata-satelit g la arborele V – în regim de reducere și invers – în regim de multiplicare cu funcția de transmitere egală cu $+1$ (figura 1 (a, b)) sau legătura roții-satelit cu batiul (figura 1 (c, d)) cu asigurarea mișcării de precesie. Mecanismul de legătură poate

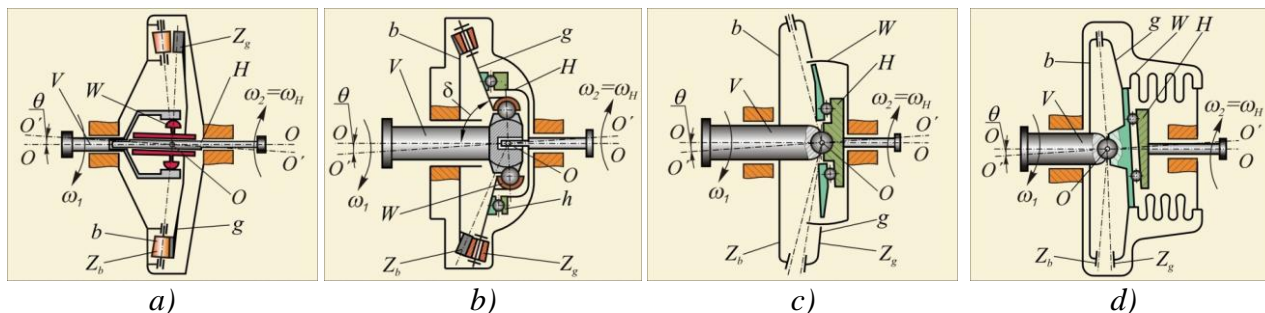


Fig. 1. Scheme cinematice de tipul $K-H-V$ (a, b, c, d).

fi elaborat în formă de cuplaj cu dinți, cuplaj sincron (homocinetic) cu bile Rzeppa ș.a. În aceste transmisii, roata-satelit g și cea centrală b au diferența de dinți $z_g = z_b \pm 1$.

Raportul de multiplicare mediu al acestor transmisii se determină din relația:

$$i_{VH}^b = \frac{z_b - z_g}{z_g}, \quad (1)$$

unde: $i_{VH}^b = -1/z_g$ pentru $z_b = z_g + 1$; $i_{VH}^b = 1/z_g$ pentru $z_b = z_g - 1$.

În scopul majorării capacității portante și reducerii masei și gabaritelor multiplicatorului a fost elaborată structura cinematică din (figura 2), în care roțile dințate b au același număr de dinți și angrenează simultan în zone diametral opuse cu roata satelit cu role „g”. Astfel momentul de torsiune este transmis simultan prin 2 fluxuri. De asemenea, forțele axiale generate în cele două angrenaje sunt echilibrate, fapt ce conduce la descărcarea rulmenților nodului arborelui manivelă H .

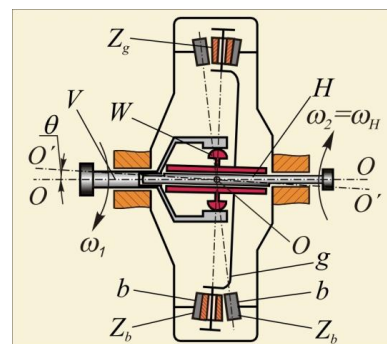


Fig. 2. Schema cinematică de tipul $K-H-V$.

Multiplicatoare precesionale $2K-H$. La rapoarte de transmitere relativ mici (până la 30) și o alegere corectă a parametrilor geometrici ai angrenajului, structura cinematică a transmisiei precesionale, prezentată în figura 3, funcționează eficient și în regim de multiplicare, însă posedă construcție mai complicată caracterizată de prezența satelitului cu două coroane danturate și două roți dințate centrale [28, 32]. Raportul de multiplicare se determină cu relația:

$$i_{VH}^a = \frac{z_a z_{g1} - z_{g1} z_b}{z_{g2} z_b}. \quad (2)$$

În cazul când $z_a \neq z_{g2}$ sau $z_b \neq z_{g1}$ structura cinematică (figura 3) funcționează în regim de multipli-

care doar la diferență mare între numerele dinților z_a, z_{g2} și z_b, z_{g1} cu asigurarea alegerii corecte a parametrilor geometrice ai angrenajului. În cazul când $z_a = z_{g2}$ și $z_b > z_{g1}$ sau $z_a > z_{g2}$ și $z_b = z_{g1}$ unul din angrenajele transmisiei precesionale funcționează în regim de cuplaj și, în plan cinematic, transmisia $2K-H$ se transformă în transmisie $K-H-V$. În acest caz raportul de transmitere se determină analogic structurilor cinematice $K-H-V$. Aceste transmisii pot funcționa eficient (cu asigurarea unui randament satisfăcător) la numere de dinți $z_a \neq z_{g2} < 30$ sau $z_b \neq z_{g1} < 30$. Transmisia planetară precesională funcționează de asemenea eficient și în cazul când $z_{g1} = z_{g2}$, iar $z_a > z_{g2}$ și $z_b < z_{g1}$. Avantajele de bază ale multiplicatorului precesional $2K-H$ este lipsa mecanismului de legătură W și a neajunsurilor legate de acest mecanism (precizie cinematică joasă, randament redus).

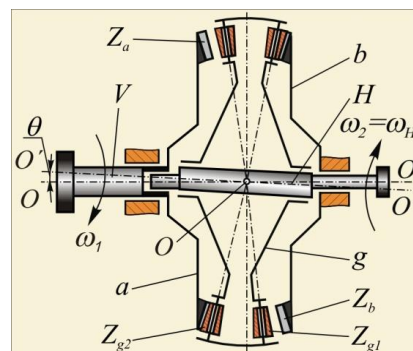


Fig. 3. Schema cinematică de tipul $2K-H$.

Multiplicatoare precesionale complexe. În cazul necesității unor rapoarte de multiplicare mari (>30), de exemplu, multiplicarea turației de $n=2...3 \text{ min}^{-1}$ a rotorului hidrodinamic al microhidrocentralei de flux până la turația de funcționare eficientă a generatorului electric ($n_g \geq 100...300$) sau a pompei de pompare a apei ($n_p \geq 300$), se folosesc multiplicatoare în mai multe trepte sau complexe. Un efect deosebit îl asigură multiplicatoarele planetare precesionale complexe, care reprezintă combinații ale transmisiilor $K-H-V$ sau $2K-H$, sau combinații cu alte tipuri de transmisii mecanice. Sub acest aspect interes prezintă structurile cinematice conceptuale ale transmisiilor complexe prezentate în figura 4 (a, b) [8, 11]. Raportul de multiplicare în schemele analizate se determină

$$i_{VH_2}^{b_1} = \frac{z_{b1} - z_{g1}}{z_{g1}} \frac{z_{b2} - z_{g2}}{z_{g2}}. \quad (3)$$

În baza structurilor cinematice prezentate în figura 1 (a, b, c, d), figura 2, figura 3, figura 4 (a, b) au fost elaborate o serie de scheme constructive de multiplicatoare precesionale pentru diverse aplicații.

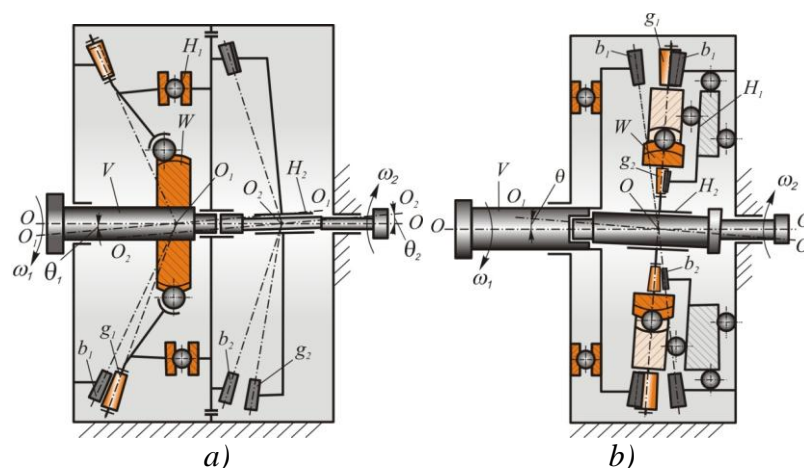


Fig. 4. Scheme cinematice de multiplicatoare precesionale complexe.

Argumentarea alegerii profilului dinților roții centrale a multiplicatorului precesional.

Alegerea profilului optim al dinților în angrenajul precesional al multiplicatorului trebuie să respecte următoarele condiții:

- condiția de rezistență maximă – capacitatea de a transmite sarcini maxime în dimensiuni mici;
- condiția de evitare a autoblocării;
- condiția de eficiență sub aspectul minimizării pierderilor de energie în angrenaj cu respectarea capacității optime de funcționare;
- condiția de respectare a uniformității mișcării de rotație a elementului condus ω_{const} prin compensarea erorii de schemă a transmisiei precesionale.

Condiția de rezistență maximă se bazează pe aspecte care se autoexclud. Dintele trebuie să fie cât mai masiv ca să fie capabil de a transmite sarcini mari, dar în același timp, să aibă înălțime minimă și profil întins ca să asigure un unghi de angrenare maxim (unghi de presiune minim), fapt ce creează condiții optime de transformare a mișcării de rotație a elementului conducător în mișcare de precesie a satelitului în regim de funcționare de multiplicare. În acest caz proiectantul trebuie să asigure optimizarea alegerii profilului dinților pentru a considera la maxim cele două condiții care se autoexclud.

În figura 5 se prezintă câteva profile de dinți selectate din mulțimea de profile obținute anterior [3, 5] pentru diferite valori ale celor cinci parametri geometrici de bază ai angrenajului precesional: unghiul axoidei conice $\delta=0...30^\circ$; unghiul de nutație $\theta=1,5^\circ...3^\circ$; unghiul de conicitate a rolor $\beta=4^\circ...7^\circ$; numărul de dinți z_1 și de role z_2 , – $z=10...60$; relația între numărul dinților roții centrale și ai coroanei satelitului, $z_1=z_2\pm 1$.

Conform datelor din literatura de specialitate condiția de funcționalitate sub aspectul evitării autoblocării este $\nu \leq 45^\circ$ [1-5], unde ν este unghiul de presiune. Relația dintre unghiul de presiune și unghiul de angrenare este $\nu=90^\circ - \alpha_w$.

Analiza tabloului forțelor, care acționează în contactul dinților roții centrale și rolor coroanei satelitului, a arătat că minimizarea pierderilor de putere în angrenajul multiplicatorului se realizează la unghiuri de angrenare mari (unghiuri de presiune mici). Totodată la unghiuri de angrenare mici apar efecte de autofrânare la funcționarea transmisiei în regim de multiplicare. Unghiul de precesie θ (de

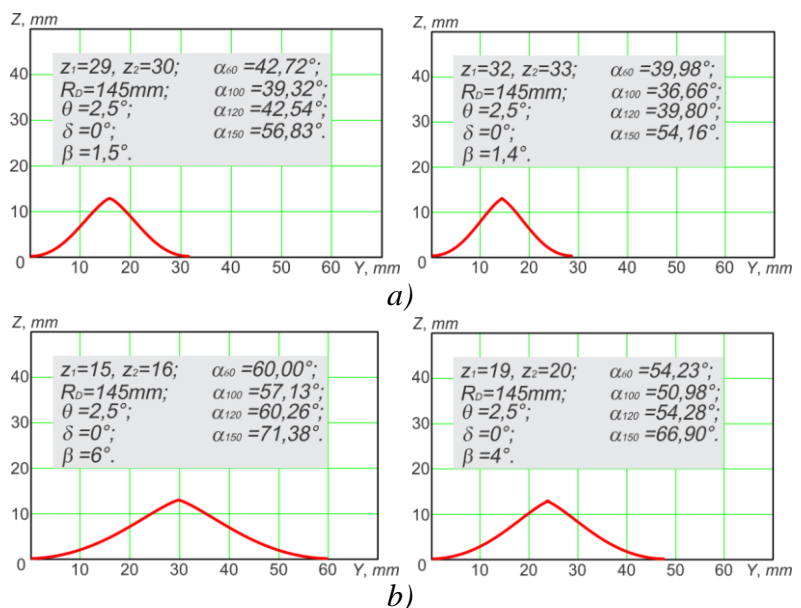


Fig. 5. Mostre de profile de dinți, care nu sunt recomandabile pentru funcționare în regim de multiplicare (a) și profile care sunt recomandabile (b).

înclinare a manivelei H) trebuie să fie cât mai mare pentru a asigura o capacitate portantă mai mare (un moment de torsiune aplicat la elementul conducător T_{hi} mai mare) și, în același timp, cât mai mic pentru a asigura înălțime minimă și profil întins al dinților.

Deoarece angrenajul precesional reprezintă o articulație Hooke, care generează așa numita eroare de schemă, această eroare trebuie să fie compensată. În cazul legăturii articulate a satelitului cu carcasa traiectoria mișcării punctului de contact E „dinte-rolă” ar trebui să reprezinte o linie dreaptă (linia I, figura 6). În realitate datorită existenței erorii de schemă traiectoria mișcării punctului de contact reprezintă o curbă închisă octoidală (curba 2, figura 6). În cazul legăturii articulate a satelitului cu elementul conducător traiectoria mișcării punctului de contact reprezintă o curbă, pe care este suprapusă curba octoidală a erorii de schemă (curba 3, figura 5). Acest fapt vorbește despre necesitatea realizării modificării profilului dinților roții centrale la etapa de generare a lor pentru compensarea acestei erori de schemă.

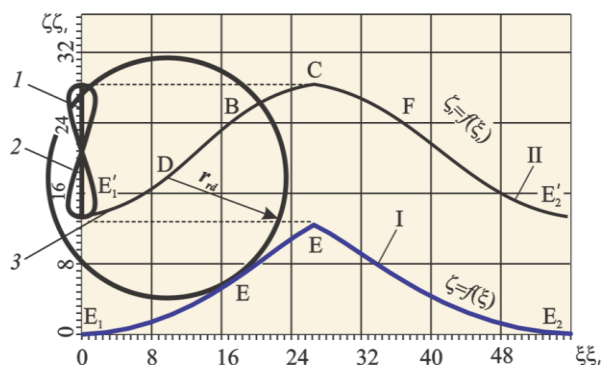


Fig. 6. Curbe ale traiectoriei mișcării punctului de contact „dinte-rolă”.

La obținerea parametrilor optimi de funcționare ai multiplicatoarelor precesionale pe lângă parametrii de bază ai angrenajului precesional influențează, de asemenea, un alt grup de condiții ce țin de alegerea argumentată a schemei structurale a multiplicatorului și a tipului mecanismului de legătură (cuplajului). Pentru a stabili gradul și direcția influenței valorilor parametrilor aleși vom construi profilogramele dinților pentru diferiți parametri. În baza ecuațiilor parametric stabilite de acad. Ion Bostan [5] au fost construite o gamă de profilograme, analiza cărora a permis stabilirea influenței parametrilor geometrici ai angrenajului precesional asupra formei profilului dinților și, respectiv, unghiul de angrenare α_w (unghiul de presiune ν) și alegerea variantelor optime pentru funcționarea în regim de multiplicator [6, 7, 15].

Influența unghiului axoidei conice δ . În acest scop a fost modelată influența unghiului axoidei conice ($\delta=0\div30^\circ$) pentru diferite valori ale parametrilor geometrici: $\theta=1,5\div3^\circ$; $\beta=4\div7^\circ$; $z_1=10\div21$; $z_2=11\div22$; distanța conică medie $R_D=145$ mm. În figura 7 (a, b, c, d) se prezintă profilogramele dinților pentru parametrii geometrici constanți (cele mai uzuale valori) la varierea unghiului axoidei conice $\delta=0\div30^\circ$. Pe fiecare din profilogramele obținute au fost stabilite unghiul de angrenare în zonele maxim solicitate, fiind un parametru geometric important, deoarece alegerea incorectă a lui poate conduce la apariția efectului de autofrânare.

În baza analizei unui număr mare de profilograme obținute au fost construite dependențele unghiului de angrenare α_w de unghiul axoidei conice pentru trei valori ale numărului dinților, care cuprind întreaga gamă de variație $z=10\div 21$, și parametrii geometrici constanți: $\theta=2,5^\circ$; $\beta=5^\circ$; $R_D=145\text{ mm}$ (figura 8). Pe grafice este clar delimitată zona profilelor utilizabile în multiplicatoare după criteriul evitării autofrânării (linia „*limita de autofrânare*” $\alpha_w \geq 45^\circ$) și limitării forței axiale ($\alpha_w \leq 60^\circ$).

Pentru numere de dinți $z_1=21$, $z_2=22$ sub aspectul evitării autofrânării sunt recomandabile doar valorile unghiului axoidei conice $\delta=0^\circ$ și $7,5^\circ$. Chiar și pentru $z_1=15$, $z_2=16$ valorile unghiului axoidei conice $\delta=22,5^\circ$ și 30° nu sunt recomandabile deoarece au unghiul de angrenare apropiat de zona de autofrânare. Pentru numere mici ale dinților $z_1=10$, $z_2=11$ recomandabile

sunt valorile unghiului axoidei conice $\delta=22,5^\circ$ și 30° . La valori mai mici ale unghiului axoidei conice ($\delta=0^\circ$, $7,5^\circ$) unghiul de angrenare este prea mare fapt ce conduce la apariția unei forțe axiale considerabile, care conduc la solicitarea excesivă a lagărelor. Pentru unghiul de angrenare $\alpha_w=60^\circ$ valoarea forței axiale în angrenajul precesional reprezintă jumătate din forța normală $F_a=0,5F_n$. De aceea, din aceste considerente limita superioară a valorii unghiului de angrenare este considerată $\alpha_w=60^\circ$.

Influența unghiului de nutație θ . Un alt parametru geometric, care influențează forma profilului dinților, este unghiul de nutație θ . Analiza profilogramelor (figura 9 (a, b, c, d)) arată că la creșterea unghiului de nutație de la $\theta=1,5\div 3^\circ$ unghiul de angrenare se micșorează și se apropie de limita de autofrânare a angrenajului precesional. Sub aspectul transformării optime a mișcării

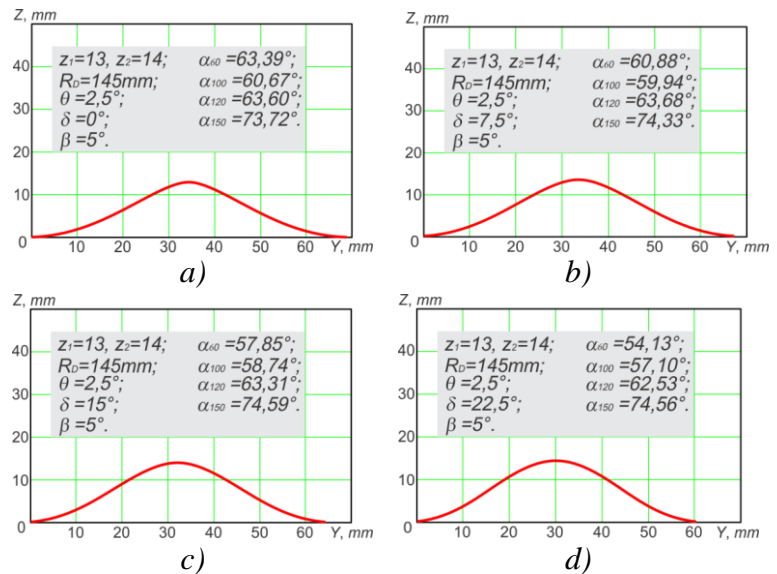


Fig. 7. Influența unghiului axoidei conice δ asupra profilului dinților.

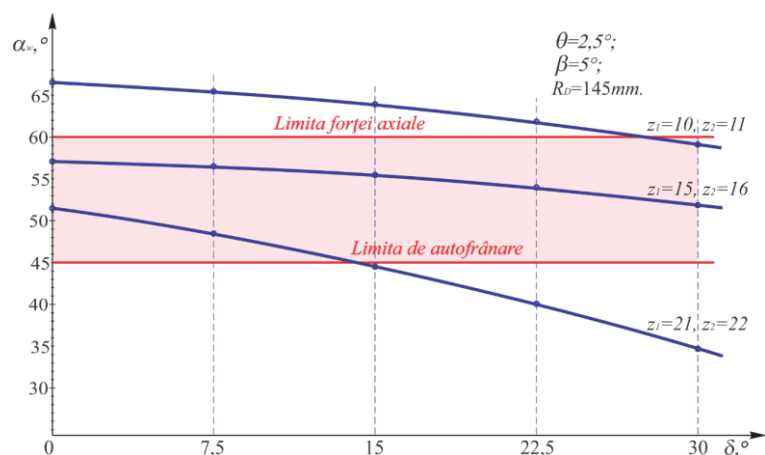


Fig. 8. Dependența unghiului de angrenare α_w de unghiul axoidei conice δ pentru diferite valori ale numărului de dinți ai roții centrale.

de rotație a arborelui conducător în mișcare de precesie a satelitului unghiul optim de nutație trebuie să fie maxim. Pentru a argumenta valoarea optimă a unghiului de nutație în baza analizei unui număr mare de profilograme ale dinților construite pentru parametrii geometrici ai angrenajului $\beta=5^\circ$, $\delta=0^\circ$, $z=10\div 22$, $\theta=1,5^\circ$, $\theta=2^\circ$, $\theta=2,5^\circ$, $\theta=3^\circ$, au fost construite graficele $\alpha_w=f(\theta)$, prezentate în figura 10.

Analiza graficelor arată că în limitele stabilite (de jos–limita de autofrânare, de sus–limita forței axiale) se încadrează profilele cu unghiul $\theta=2\div 3^\circ$. La numărul de dinți mic ($z\approx 10$) se recomandă utilizarea unghiului de nutație $\theta=3^\circ$ sau utilizarea unghiului $\theta=2,5^\circ$, în cazul asigurării unui grad înalt de compensare a forței axiale generate în angrenajul precesional.

Influența numărului de dinți z . În baza analizei profilelor obținute au fost construite graficele funcțiilor $\alpha_w=f(z_I)$ pentru diferite valori ale unghiului axoidei conice $\delta=0^\circ$, $7,5^\circ$, 15° , $22,5^\circ$ și valori constante $R_D=145\text{ mm}$, $\theta=2,5^\circ$, $\beta=5^\circ$ (figura 11). Analiza graficelor obținute arată că practic toate profilele analizate se încadrează în limitele impuse (de jos – limita de autofrânare, de sus – limita forței

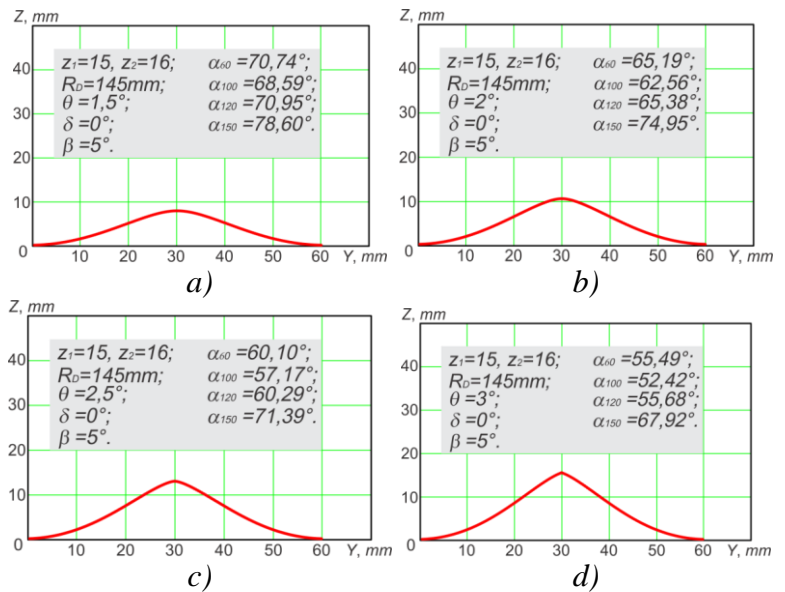


Fig. 9. Influența unghiului de nutație θ asupra profilului dinților.

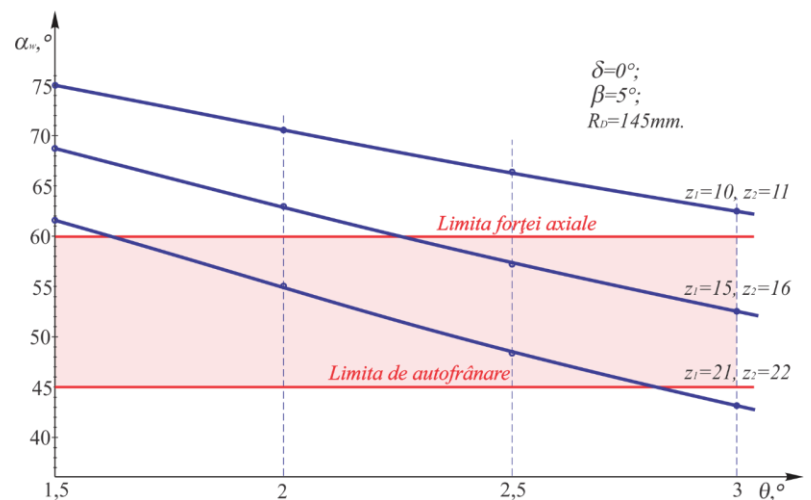


Fig. 10. Dependența unghiului de angrenare α_w de unghiul de nutație θ .

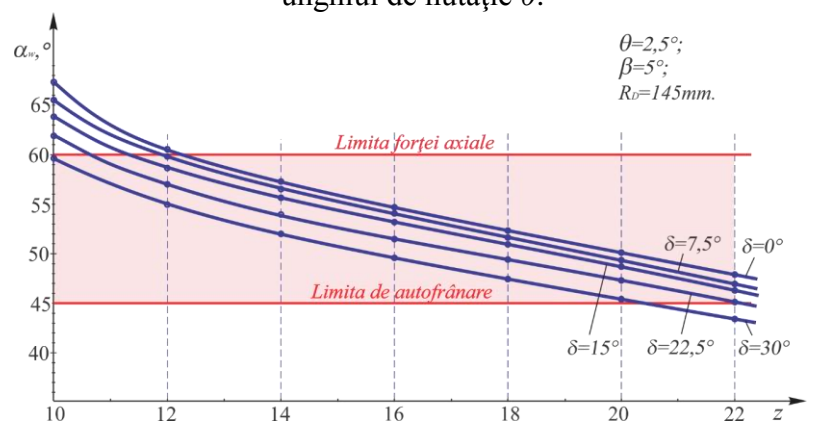


Fig. 11. Dependența unghiului de angrenare α_w de numărul de dinți ai roții centrale pentru diferite unghiuri ale axoidei conice δ .

axiale), cu excepția $z=10$ care pentru toate valorile δ formează un unghi de angrenare $\alpha_w \geq 60^\circ$. În acest caz sunt necesare soluții constructive de minimizare a forțelor axiale. O soluție tehnică deosebit de interesantă sub acest aspect, care permite compensarea totală a forțelor axiale, este structura cinematică a transmisiei care include două roți dințate centrale cu același număr de dinți, fixate în carcasă, între care este amplasat satelitul.

Luând la bază cele expuse mai sus, de asemenea, analiza minuțioasă a profilurilor dinților obținute anterior cu varierea celor cinci parametri geometrici ai angrenajului precesional sub aspectul respectării condițiilor formulate mai sus, au fost argumentate limitele valorilor parametrilor geometrici pentru multiplicatoare precesionale după cum urmează:

- unghiul axoidei conice $\delta=0 \dots 15^\circ$; - unghiul de rotație $\theta=2^\circ \dots 2,5^\circ$; - unghiul de conicitate a roților $\beta=4^\circ \dots 6^\circ$; - numărul de dinți z_1 și de role z_2 , - $z=10 \dots 20$; - relația între numărul dinților roții centrale și ai coroanei satelitului, $z_1=z_2+1$.

Unghiul de presiune ν . Deoarece în cazul funcționării transmisiilor planetare precesionale în regim de multiplicare formarea mișcării precesionale la fiecare fază de angrenare „rolă-dinte” se efectuează prin efectul de pană analogic cazului mecanismului cu pană, unghiul de presiune devine parametrul de bază în evitarea autoblocării. În acest caz deosebit de importantă devine analiza influenței parametrilor geometrici asupra unghiului de presiune din condiția evitării autofrânării și minimizării valorii momentului de pornire. Legătura între unghiul de presiune și unghiul de angrenare este: $\nu=90^\circ - \alpha_w$. În baza analizei profilurilor dinților obținute pentru diferiți parametri geometrici ai angrenajului la diferite valori ale unghiului de rotație φ luate în intervalul $0^\circ \leq \varphi \leq 180^\circ$ au fost

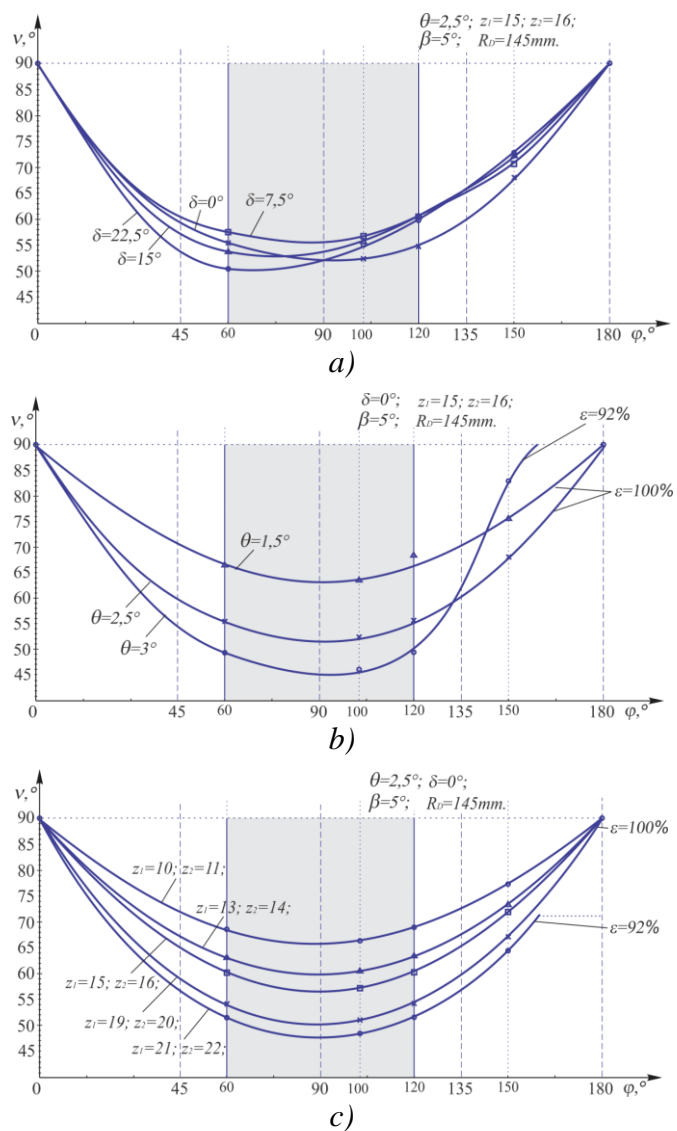


Fig. 12. Varierea unghiului de presiune ν pe înălțimea profilul dinților:
a) δ - variabil; b) θ - variabil; c) z - variabil.

construite diagramele influenței parametrilor geometrici ai angrenajului (θ , δ și z_1 , z_2) asupra unghiului de presiune pe lungimea profilului (figura 12 (a, b, c)). Analiza graficelor arată că cea mai mare influență asupra unghiului de presiune în zona maxim sollicitată a dintelui exercită numărul de dinți z și unghiul de nutație θ .

În scopul ajutorării proiectanților în baza analizei efectuate au fost construite nomograme care permit alegerea argumentată la etapa de proiectare a unghiului de angrenare (de presiune) din condiția de asigurare a randamentului înalt al multiplicatorului (figura 13 (a, b, c, d)). Funcție de

parametrii geometrici impuși (deseori numărul de dinți), care determină raportul de transmitere și unghiul de înclinare a manivelei (unghiul de nutație θ) valoarea optimă a unghiului de angrenare se alege în spațiul dintre cele două limite (limita superioară, care limitează valoarea forței axiale în angrenaj, și limita inferioară, de evitare a autoblocării), mărginit de porțiuni ale dreptelor de limitare a unghiului de nutație θ . Pentru reducerea forțelor axiale în angrenaj este necesar de limitat valoarea maximă admisibilă a unghiului de angrenare. La unghiuri de angrenare $\alpha_w = 60^\circ$, până la 50% din forța normală se transformă în forță parazitară axială, care solicită lagărele multiplicatorului.

În cazul schemei conceptuale a multiplicatorului cu două roți dințate centrale, care asigură compensarea totală a forțelor axiale din angrenaje, unghiul de angrenare poate să depășească 60° .

Influența unghiului de conicitate a rolor β . Din analiza profilogramelor construite s-a stabilit că pentru multiplicatoare unghiul de conicitate a rolor trebuie să fie $\beta \geq 4^\circ$. Analiza profilogramelor obținute a arătat că unghiul de conicitate a rolor influențează puțin forma profilului dinților și, implicit, unghiul de angrenare α_w . De menționat că la unghiuri mici ale axoidei conice ($\delta = 0^\circ, 7,5^\circ$), de asemenea, creșterea numărului de dinți $z = 17 \div 22$ creșterea unghiului de conicitate a rolor conduce la reducerea multiplicității angrenării fapt ce reduce capacita-

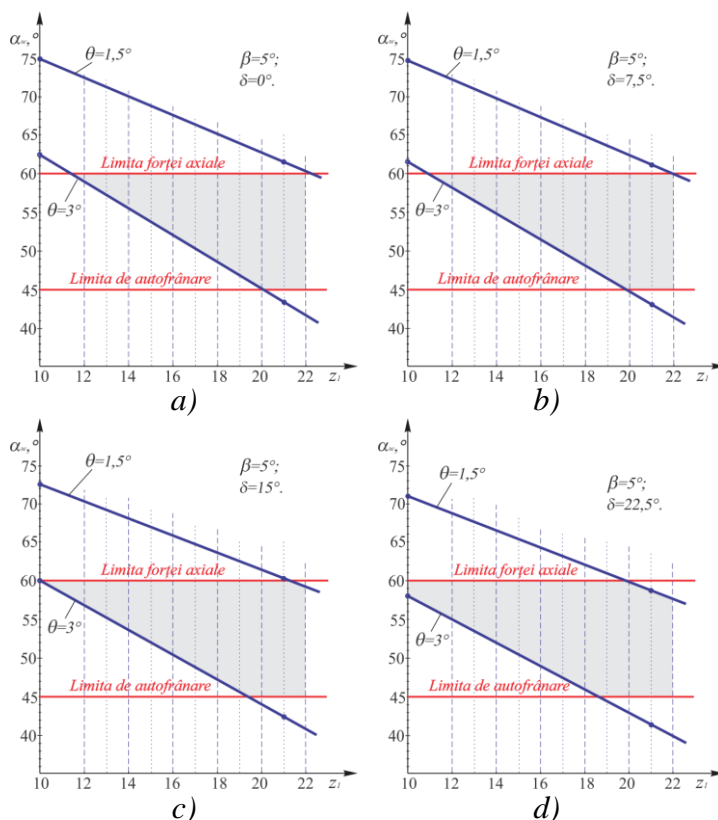


Fig. 13. Dependența unghiului de angrenare α_w de numărul de dinți ai roții centrale pentru diferite unghiuri ale axoidei conice: a) $\delta = 0^\circ$; b) $\delta = 7,5^\circ$; c) $\delta = 15^\circ$; d) $\delta = 22^\circ 30'$.

tea portantă, chiar dacă unghiul de angrenare se încadrează în limitele recomandabile.

Multiplicator precesional K-H-V cu cuplaj cu dinți. Multiplicatorul precesional (figura 14) a fost elaborat în baza schemei cinematice prezentate în figura 2 [12, 16-18, 22]. Mecanismul de legătură este elaborat în formă de cuplaj cu dinți modificați longitudinal (bombați).

Roata-satelit intermediară 5 este legată cu arborele conducător 10 prin intermediul cuplajului 11 cu dinți modificați longitudinal (bombați). Roțile centrale 2 și 3 au același număr de dinți profilul cărora sunt descrise de ecuațiile parametrice:

$$\begin{aligned} \xi^m &= X_E^m \cos \pi / Z_1 + [RD \cos(\delta + \theta + \beta) + Y_E^m] \sin \pi / Z_1; \\ \zeta^m &= X_E^m \sin \gamma \sin \pi / Z_1 - [RD \cos(\delta + \theta + \beta) + Y_E^m] \sin \gamma \cos \pi / Z_1 + \\ &\quad + [RD \sin(\delta + \theta + \beta) + Z_E^m] \cos \gamma, \end{aligned} \quad (4)$$

unde X_E^m, Y_E^m, Z_E^m sunt coordonatele punctului E în sistemul de coordonate cartezian;

δ – unghiul axoidei conice, pe care sunt amplasate rolele conice, $\delta = 0 \div 15^\circ$; θ – unghiul de nutație, $\theta = 1,5 \div 3,0^\circ$; β – unghiul de conicitate a rolelor, $\beta = 4 \div 7^\circ$; z_1 – numărul dinților cu profil curbiliniu, $z_1 = 10 \div 20$;

$$\begin{aligned} \sin \gamma &= \operatorname{tg}(\delta + \theta + \beta) / \left[\cos^2 \pi / Z_1 + \operatorname{tg}^2(\delta + \theta + \beta) \right]^{1/2}; \\ \cos \gamma &= \cos \pi / Z_1 / \left[\cos^2 \pi / Z_1 + \operatorname{tg}^2(\delta + \theta + \beta) \right]^{1/2}, \end{aligned} \quad (5)$$

iar unghiul de angrenare este egal cu $\alpha_w = 45 \dots 75^\circ$.

În capitolul trei este cercetată cinetostatica multiplicatoarelor planetare precesionale.

Aspecte generale ale cinematicii multiplicatoarelor planetare precesionale. În marea majoritate a transmisiilor tradiționale și planetare are loc doar transformarea cantitativă (reducerea sau multiplicarea mișcării de rotație) fără transformarea ei calitativă [4, 5, 10, 19]. Transmisiile planetare precesionale, spre deosebire de cele clasice, sunt bazate pe transformări atât cantitative cât și calitative ale mișcării de rotație. Mișcarea de rotație a elementului conducător (arborelui – manivelă) în regim de reducere (v. figura 15) prin intermediul părții înclinată a arborelui (manivelei) este transformată într-o mișcare sfero-spațială (mișcare precesională) a satelitului în jurul unui punct „O” numit centru de precesie. În rezultatul interacțiunii dinților satelitului g cu

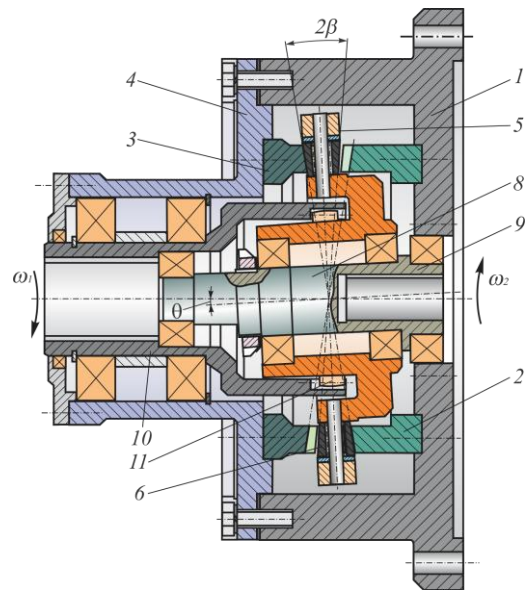


Fig. 14. Multiplicator precesional K-H-V cu cuplaj cu dinți.

dinții roții centrale b , mișcarea precesională a satelitului se transformă din nou în mișcare de rotație, însă cu un anumit grad de reducere funcție de parametrii geometrici ai angrenajului. La funcționarea transmisiei planetare precesionale în regim de multiplicare în angrenaj au loc aceleași procese însă în consecutivitate inversă.

Mișcarea de rotație a elementului condus (roții dințate centrale b) (figura 15 (a)) se transformă în mișcare precesională a satelitului g instalat pe partea înclinată a arborelui-manivelă H datorită efectului planului înclinat (figura 15 (b)), care apare între dinții roții centrale b și rolele satelitului g . La rotirea elementului conducător (roții centrale b) la un unghi egal cu pasul unghiular al dinților satelitul, instalat pe partea înclinată a arborelui-manivelă, va efectua un ciclu complet de precesie în jurul centrului de precesie „ O ”.

Mișcarea de precesie a punctului de contact E al rolei satelitului g cu dintele roții centrale b este una complexă, compusă din două mișcări care se realizează în două plane reciproc perpendiculare: planul P_1

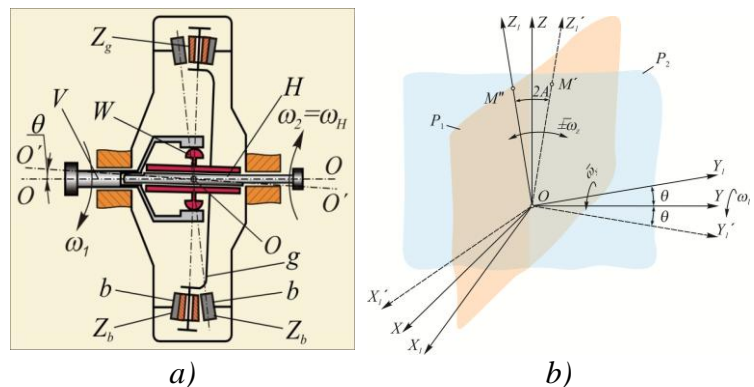


Fig. 15. Schema conceptuală a multiplicatorului planetar precesional (a) și schema de explicare a efectului planului înclinat în transformarea mișcării de rotație a roții dințate centrale în mișcare de precesie a satelitului (b).

perpendicular pe axa elementului conducător și aflat în planul OXY al sistemului cartezian de coordonate imobil $OXYZ$; planul P_2 , care trece prin centrul de precesie „ O ”, se află în planul OY_1Z_1 al sistemului mobil de coordonate cartezian $OX_1Y_1Z_1$ și este legat de axa manivelei H și circulă cu ea la rotirea manivelei (figura 16 (a)). Viteza unghiulară sumară relativă a punctului de contact E în sistemul de coordonate mobil $OX_1X_1Z_1$ va fi: $\omega_{\Sigma} = \omega_{y1} + \omega_{x1}$, (6)

Viteza liniara a punctului de contact E exprimată prin parametrii geometrici ai angrenajului precesional se determină cu relația:

$$v_E = \dot{\psi} \sqrt{\frac{z_1}{z_2} \sin \theta \cos \psi \cdot Z_E - \left(1 - \frac{z_1}{z_2} \sin \theta \sin \psi Z_E + \left(1 - \frac{z_1}{z_2} \cos \theta\right)\right)^2 + \left(\frac{z_1}{z_2} \sin \theta \sin \psi \cdot Y_E + \cos \psi \cdot X_E\right)^2}. \quad (7)$$

Funcție de structura cinematică a multiplicatorului precesional există două variante de formare a mișcării de rotație a elementului condus:

1. Satelitul este legat articulat cu carcasa, iar elementul conducător este legat cu roata dințată centrală (figura 1 (c)). În acest caz mișcarea de rotație proprie a satelitului este anihilată

(componenta $\omega_{YI}=0$ și $V_{XIYI}=0$), iar mișcarea de rotație a elementului condus este formată doar de componenta ω_{XI} (V_{YIZI});

2. Satelitul este legat articulat cu elementul conducător, iar roata dințată este legată fix cu carcasa (figura 1 (a)). În acest caz mișcarea de rotație a elementului condus este generată de cele două componente ω_{XI} (V_{YIZI}) și ω_{YI} (V_{XIYI}): $\omega_a = \omega_y \pm \omega_{x1}$. (8)

În ambele cazuri mecanismul formării mișcării de rotație multiplicată a elementului condus, generată de componenta ω_{YI} (V_{XIYI}), este același. În cazul când satelitul este legat articulat cu carcasa la rotirea roții dințate centrale la un unghi egal cu pasul unghiular $\varphi_{Z1} = 360^\circ/Z_1$ (în acest caz satelitul va efectua un ciclu complet de precesie) elementul condus H (arborele manivelă) va efectua o rotație completă ($\varphi_{hi} = 360^\circ$). Raportul de multiplicare în acest caz va fi: $i = \varphi_{hi} / \varphi_{Z1} = (360^\circ/Z_1) / 360^\circ = 1/Z_1$. (9)

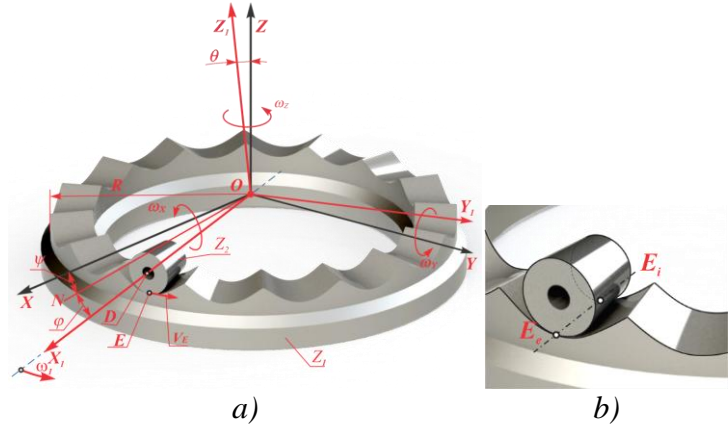


Fig. 16. Cinematica punctului de contact „dinte-rolă” din angrenajul precesional.

În cazul când satelitul este legat articulat cu elementul conducător la rotirea lui cu un unghi egal cu pasul unghiular $\varphi_{Z2} = 360^\circ/z_2$ (în acest caz satelitul va efectua un ciclu complet de precesie) elementul condus H (arborele manivelă) se va roti la un unghi egal cu suma unghiurilor generate de componentele ω_{Z1} și ω_{X1} ale vitezei unghiulare absolute, egale cu $\varphi_{hi} = 360^\circ$ și, respectiv, $\varphi_{Z2} = 360^\circ/z_2$ (unghiul de rotire proprie a satelitului): $\varphi_{hi\Sigma} = 360^\circ \pm 360^\circ/z_2 = 360^\circ(1 \pm 1/z_2)$. În cazul când $z_2 = z_1 + 1$ se ia semnul “+”, iar când $z_2 = z_1 - 1$ se ia semnul “-”. Raportul de multiplicare în acest caz va fi:

$$i = \frac{\varphi_{hi\Sigma}}{\varphi_{Z_2}} = \frac{360^\circ \cdot \left(1 \pm \frac{1}{z_1}\right)}{\frac{360^\circ}{z_2}} = \frac{z_2 z_1}{z_2 \pm 1}. \quad (10)$$

Cinetostatica multiplicatoarelor planetare precesionale. La baza mecanismului de formare a mișcării de rotație a elementului condus în multiplicatoarele precesionale sunt luate efectele de pană în contactul „dinte-rolă” și pârghiei la transformarea și transmiterea forței din contactul „dinte-rolă” la arborele condus [10, 21]. Pentru a analiza acest mecanism este necesară efectuarea analizei cinetostatice a angrenajului precesional. Forța normală, care acționează în punctul de contact M „dinte-rolă”, o descompunem în trei componente: tangențială, axială și radială (figura 17 (c, d)):

$F_t = F_n \cos \alpha_w$ - componenta tangențială;

$F_a = F_n \sin \alpha_w$ - componenta axială; (11)

$F_r = F_n \sin \delta$ - componenta radială.

Componenta tangențială F_t a forței normale participă doar la formarea mișcării de rotație proprie a satelitului (componentei ω_{Z1}) în jurul axei sale geometrice (OZ_1). Forța, care formează mișcarea de rotație a elementului condus în multiplicatorul precesional, este:

$$\overline{F}_{\Sigma M} = \overline{F}_a + \overline{F}_r. \quad (12)$$

Forța sumară $F_{\Sigma Mi}$, aplicată în punctul de contact M , generează prin pârghiile MO și ON (figura 17 (a, b)) o altă forță F_{Ni} care, prin intermediul excentricității „ e ”, creează momentul de torsiune T_{hi} (figura 17 (g)) aplicat la arborele conducător.

$$\text{Din ecuația de echilibru al momentelor avem: } \Sigma M = 0; F_{\Sigma M} \cdot MO - F_{Ni} \cdot ON = 0. \quad (13)$$

Din această ecuație de echilibru forța, care acționează asupra manivelei, va fi:

$$F_{Ni} = F_{\Sigma M} \frac{MO}{ON}. \quad (14)$$

Atunci momentul de torsiune, generat la elementul condus (arborele manivelă), va fi:

$$T_{hi} = F_{Ni} \cdot h_i, \quad (15)$$

unde h_i este brațul acțiunii forței F_{Ni} la diferite faze de rotire a manivelei H (figura 16 (g)).

$$h_i = e \cdot \sin \varphi_i, \quad (16)$$

unde $e = ON \cdot \sin \theta$ este brațul

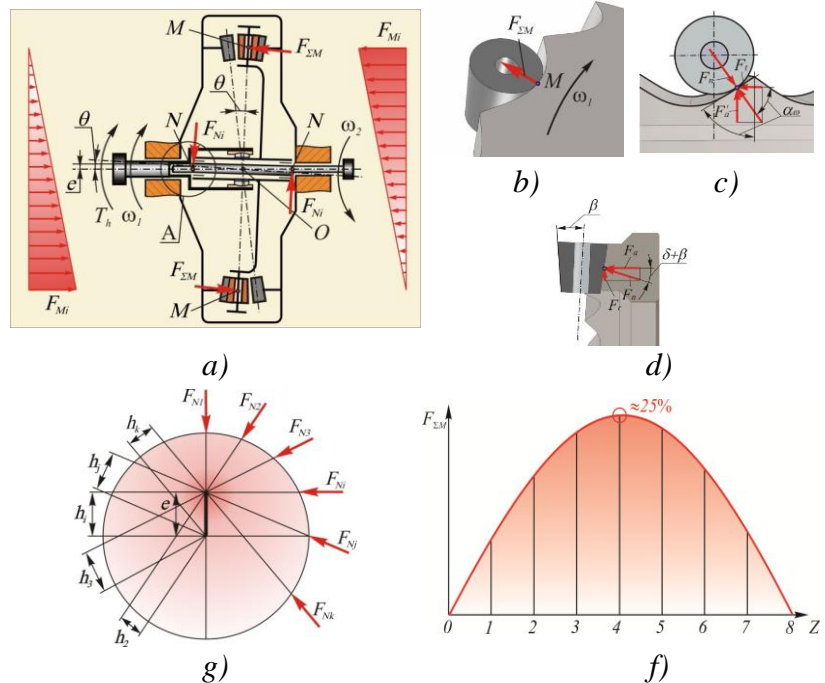


Fig. 17. Schema forțelor în angrenajul precesional și schema de transformare a mișcării precesionale a satelitului în mișcare de rotație multiplicată a arborelui manivelă.

format de abaterea unghiulară a axei manivelei față de axa arborelui în planul aplicării forței la unghiul de rotire a arborelui manivelă $\varphi_i = 90^\circ$ și $\varphi_i = 270^\circ$. Din analiza schemei prezentate în figura 15 (b) se observă că în pozițiile punctului de contact M' și M'' (schema este amplasată în planul P_2) brațul acțiunii forței F_{Ni} este egal cu zero. Acestea sunt puncte moarte în cursa rolei satelitului pe dinte. În poziția punctului de contact M , rotit la 90° față de punctul M' brațul acțiunii forței F_{Ni} este maxim și este egal cu excentricitatea „ e ” (figura 17 (g)).

Estimarea pierderilor de putere totale în multiplicatorul precesional. Pierderile totale de putere într-o structură cinematică a multiplicatorului precesional de tip $K-H-V$ cu două roți

centrale includ: - pierderi de putere în 2 angrenaje precesionale „dinte-rolă”; - pierderi de putere în mecanismul de legătură; - pierderi de putere în n rulmenți (de regulă 6 rulmenți).

Astfel, relația de calcul a randamentului multiplicatorului precesional, va fi:

$$\eta = 1 - \frac{2 \sum_{i=1}^{z_d-1} F_{n_i} \left(\frac{v_{E_i}}{r_r} (K - f_{r_o}) + K \frac{\omega_1 \operatorname{tg} \theta}{2\pi} \right) + 1,3K \left(1 + \frac{D_o}{d} R \omega_{rm} \right) + \sum_{\psi=1}^{z_d} F_{\psi} \frac{df^2 \operatorname{tg} \theta}{4 \cos \alpha_w}}{P_1} \quad (17)$$

În capitolul patru “Particularitățile calculului și proiectării multiplicatorului precesional” a fost elaborat prototipul experimental al multiplicatorului planetar precesional. **Calculul la rezistența de contact a angrenajului.** Structura relațiilor de calcul a angrenajului precesional depinde de schema lor structurală și de varianta constructivă a angrenajului. Pentru prototipul experimental al multiplicatorului precesional a fost aleasa structura cinematică $K-H-V$ cu două roți dințate și un satelit cu role intermediar.

În funcție de raportul de transmitere și de sensul rotirii arborelui condus se stabilește numărul necesar de dinți la roata centrală fixă z_1 și de role la blocul satelit z_2 . Pentru schema structurală aleasă corelarea preferențială a numărului de dinți: $z_1 = z_2 - 1$. În acest caz sensul rotirii arborilor motor și condus nu coincid. Parametrii geometrici sunt prezentați în schema din figura 18, iar în baza algoritmului elaborat în programul MathCAD a fost efectuat calculul la rezistență a angrenajului precesional necesar pentru proiectarea prototipului experimental al multiplicatorului.

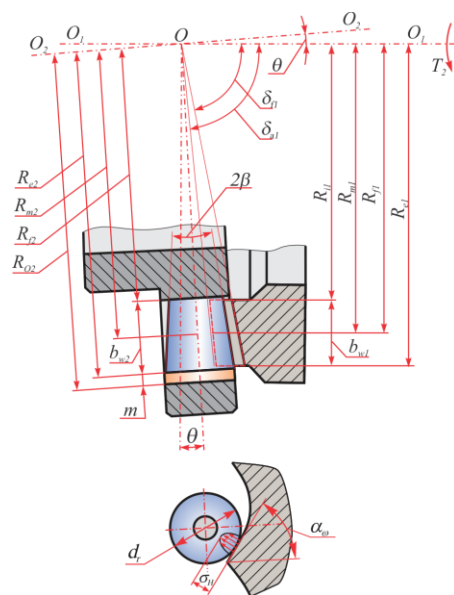


Fig. 18. Schema de calcul geometric al angrenajului multiplicatorului precesional.

Proiectarea prototipului experimental al multiplicatorului planetar precesional $K-H-V$ cu raportul de transmitere $i=-16$. În baza calculelor efectuate anterior în softul de proiectare SolidWorks a fost proiectată construcția prototipului experimental al multiplicatorului planetar precesional. Modelul 3D în stare desfășurată este informativ atât sub aspect structural cât și al procesului de asamblare (succesiunii fazelor de asamblare) (figura 19).

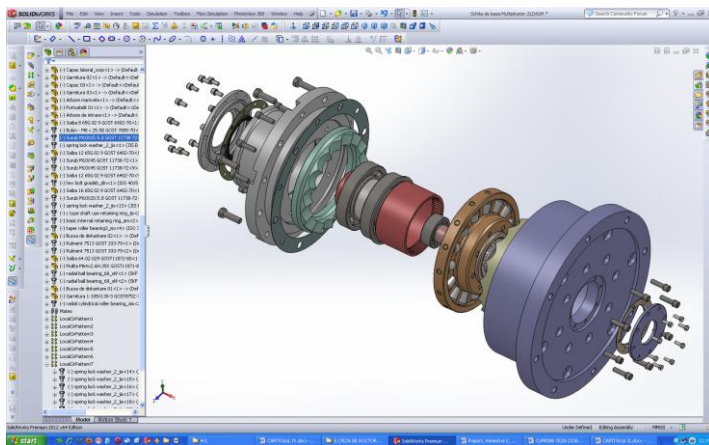


Fig. 19. Modelul 3D al multiplicatorului în perspectivă de asamblare.

Utilajului tehnologic de prelucrare a roților dințate cu profil nestandard convex-concav al dinților. În baza documentației tehnice elaborate au fost fabricate piesele componente ale



Fig. 20. Mașină unealtă cu dispozitiv special de generare a dinților roților centrale.

multiplicatorului. Fiind în mare parte piese de rotație componentele multiplicatorului, cu excepția roților centrale cu profil nestandard convex-concav al dinților, au fost fabricate prin tehnologii de fabricație cunoscute [1, 3, 13]. Deoarece profilul roților dințate este nestandard și nu poate fi executat prin utilizarea tehnologiilor clasice prin cercetările anterioare a fost elaborată o tehnologie nouă de prelucrare cu sculă precesională. În acest scop în „Laboratorul de Tehnologii noi de prelucrare a roților dințate” al departamentului „Bazele Proiectării Mașinilor” a fost instalată o mașină unealtă de danturat prin frezare tip 5K32A, în care dispozitivul cu freză melc a fost înlocuit cu un dispozitiv special de rectificat cu sculă precesională (figura 20). La

întreprinderile mecanice IM „TOPAZ”, „REUPIES” S.A. și „INCOMAȘ” S.A. din Chișinău au fost fabricate rolele conice, șabilele, osiile, butucul satelitului, alte piese componente. În figura 21 sunt prezentate elementele componente ale angrenajului precesional.



Fig. 21. Roțile dințate centrale și nodul satelit.

Aprecierea rugozității suprafețelor prelucrate ale dinților roții centrale și rolelor satelitului. Pentru analiza calității suprafețelor de lucru ale dinților roților dințate și ale rolelor satelitului a fost utilizat profilometrul-profilograf Form Talysurf 50 produs de firma “Taylor Hobson”, procurat în cadrul grantului CRDF SUA RESC 998 și aflat în dotarea Laboratorului de Studiu a Suprafețelor al departamentului „Bazele Proiectării Mașinilor” (figura 22 (a, b)). Au fost efectuate o serie de măsurări ale rugozității dinților danturii și rolelor prelucrate (măsurările au fost efectuate în diferite zone ale perimetrului roții dințate). Analiza lor a arătat că rugozitatea se află în limitele Ra

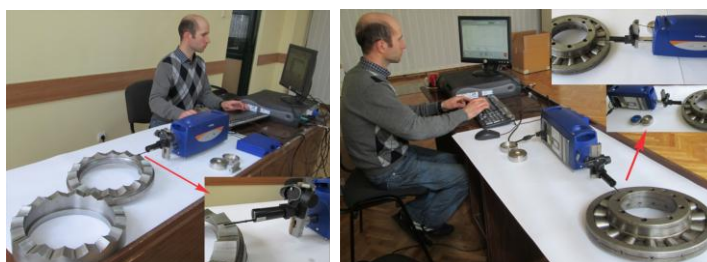


Fig. 22. Procesul de măsurare a rugozității suprafeței:
(a) pentru dinții roții centrale;
(b) pentru rolele satelitului.

($0,3 \div 0,7$) μm , ceea ce este suficient de înaltă pentru prelucrarea prin rectificare. În figura 23 (a, b) sunt prezentate două profilograme caracteristice ale rugozității suprafeței de lucru a dinților roții centrale și rolelor satelitului [14, 15].

În capitolul cinci

sunt prezentate cercetările experimentale ale multiplicatorului planetar precesional. Parametrii energetici de bază ai unui multiplicator sunt randamentul mecanic,

care stabilește pierderile de putere în cuplele cinematice ale multiplicatorului și momentul de pornire care, în unele cazuri, stabilește funcționalitatea mașinii de lucru. De exemplu, în cazul turbinei eoliene momentul de pornire al multiplicatorului determină funcționarea turbinei eoliene la viteze mici ale vântului.

Cercetarea randamentului transmisiei planetare precesionale în regim de reductor și multiplicator. Standurile de încărcări au fost realizate în Laboratorul de Testări a Transmisiilor

Mecanice al departamentului „Bazele Proiectării Mașinilor”. În figura 24 este prezentat standul pentru încercări ale transmisiei planetare precesionale în regim de multiplicator. În baza rezultatelor obținute au fost construite graficele randamentului mecanic al multiplicatorului funcție de momentul de torsiune pentru turațiile arborelui conducător $n=40\text{min}^{-1}$;

$n=50\text{min}^{-1}$; $n=60\text{min}^{-1}$ (figura 25). Deoarece graficele pentru funcționare în regim de reductor arată că de la sarcina de aproximativ $0,6T_n$ randamentul reductorului se stabilizează, graficele randamentului multiplicatorului au fost continuate prin similitudine. Analiza comparativă a graficelor randamentelor în regim de reductor și multiplicator arată că la valori mici ale momentului de încărcare randamentul multiplicatorului este mult mai scăzut decât randamentul reductorului.

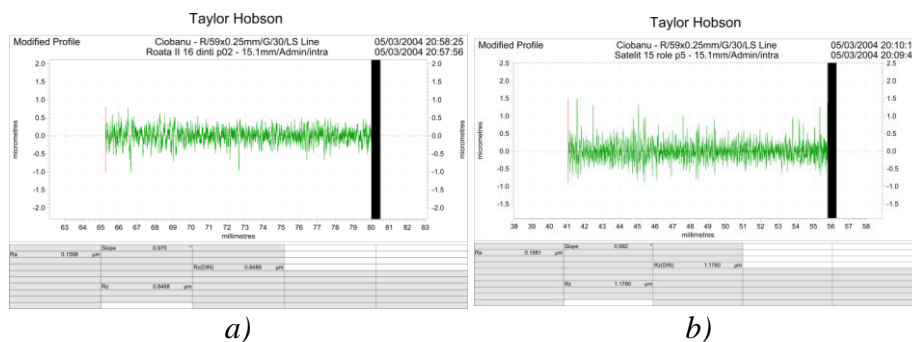


Fig. 23. Profilograma de măsurare a rugozității suprafeței: (a) pentru dinții roții centrale; (b) pentru rolele satelitelui.



Fig. 24. Standul experimental pentru încercarea transmisiei precesionale în regim de multiplicator.

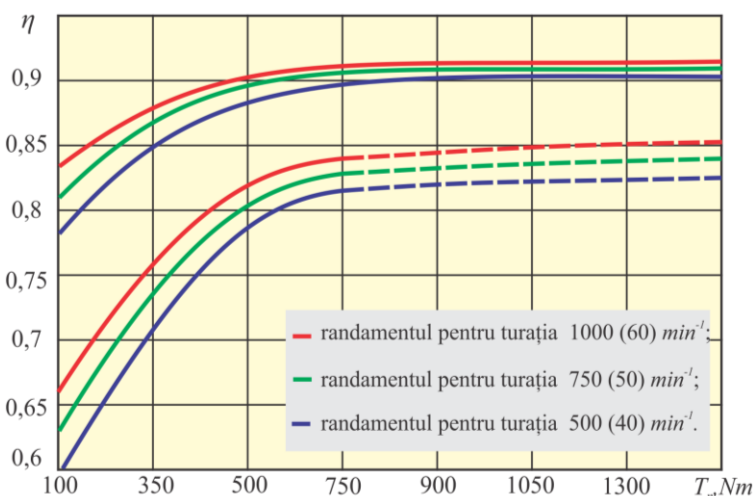


Fig. 25. Randamentul mecanic funcție de momentul de torsiune în regim de reductor și multiplicator.

Acest lucru se explică prin faptul că în regim de multiplicator momentul de pornire este mai mare decât în regim de reductor, comensurabil cu momentul de încărcare la sarcini mici. Atunci momentul de încărcare total inițial este egal cu suma momentelor de încărcare și de pornire.

Rigiditatea torsională. Metodica de cercetare a rigidității torsionale a multiplicatoarelor este identică cu cea a reductoarelor. În majoritatea mașinilor și mecanismelor momentul de torsiune se aplică la arborele condus. De aceea la cercetarea experimentală a rigidității torsionale de obicei se încarcă arborele condus, iar cel de intrare se blochează. Însă aceasta nu este posibil de realizat în multiplicatoare cu raport de transmitere mare din cauza diferenței mari între valorile momentelor de torsiune, create la arborii de intrare și ieșire ai multiplicatorului. De aceea în aceste cazuri se încarcă cu moment de torsiune arborele rapid, iar arborele cu turație mică se blochează cu carcasa reductorului. Standul pentru cercetarea rigidității torsionale a multiplicatorului este prezentat în figura 25. Dependența unghiului de torsiune $\Delta\varphi_2$ de momentul de torsiune T este prezentată în figura 26 (a). Din analiza diagramei rezultă că funcția $\Delta\varphi_2=f(T_2)$ se întrerupe în zona valorilor nule ale momentelor de torsiune, fapt ce denotă existența



Fig. 25. Cercetarea rigidității torsionale.

jocului în lanțul cinematic al multiplicatorului precesional. Jocul indicat aparține, în special, mecanismului de legătură a satelitelui cu arborele condus, deoarece specificul angrenajului precesional permite excluderea

jocului în angrenaj. Jocul în mecanismul de legătură al multiplicatorului precesional, elaborat în formă de cuplaj cu dinți, condiționează apariția unui joc $\Delta\varphi_{joc}=0,0095 \text{ rad.}$, ce reprezintă aproximativ 30÷35% din unghiul sumar de torsiune $\Delta\varphi_2$. Rigiditatea torsională a reductorului K-H-V cu raportul de transmitere $i=-16$ (figura 26, (b)) pentru momentul de torsiune $T_2=1000 \text{ Nm}$ reprezintă $C=24,7 \cdot 10^4 \text{ Nm/rad}$, care este considerată destul de înaltă.

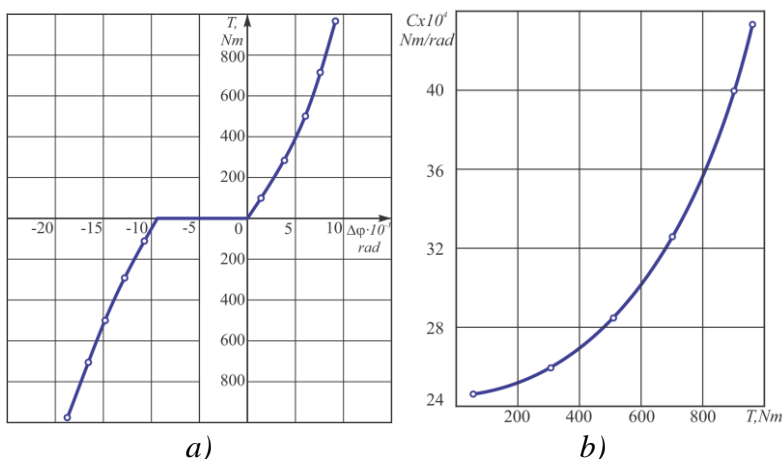


Fig. 26. Unghiul de torsiune și coeficientul rigidității torsionale a multiplicatorului K-H-V.

Determinarea momentului de pornire a multiplicatorului precesional. Momentul de pornire este una din cele mai importante caracteristici calitative ale transmisiilor mecanice, cunoașterea căreia permite alegerea argumentată a electromotorului la stadiul de proiectare a mecanismelor de acționare. Momentul de pornire a fost determinat pentru multiplicatorul precesi-



Fig. 27 Stand pentru determinarea momentului de pornire.

instalată o tijă (lungimea $l = 1\text{ m}$) (figura 27), la capătul căreia s-au aplicat greutăți. Analiza diagramelor obținute (figura 28 (a, b)) demonstrează că momentul de pornire este mai mic în cazul angrenajelor cu joc. În general, momentul de pornire este relativ redus.

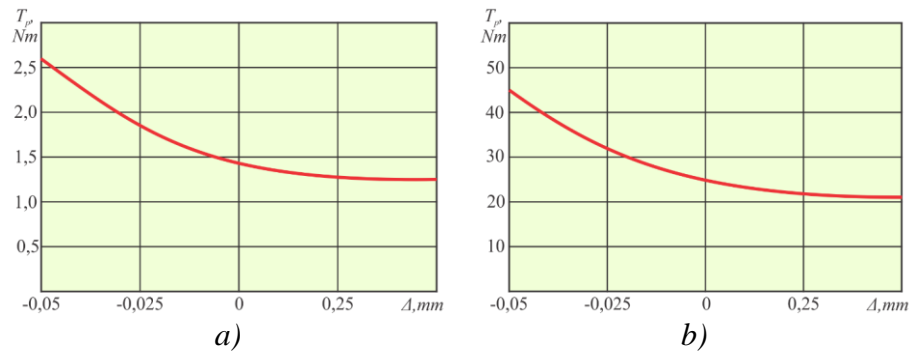


Fig. 28. Diagrama momentului de pornire funcție de jocul (strângerea) în angrenaj Δ : a) regim de reductor; b) multiplicator.

Cercetarea nivelului de zgomot emis de multiplicator. Cercetarea nivelului de zgomot s-a



Fig. 29. Măsurarea zgomotului multiplicatorului precesional.

efectuat cu ajutorul sonometrului portabil 2055 Light din dotarea departamentului „Bazele Proiectării Mașinilor” (figura 29) pentru diferite turații în regim de multiplicator și reductor. Rezultatele experimentale prezentate în figura 30 (a, b) denotă faptul că zgomotul emis de transmisia precesională se află în limitele prescrise de standardul german VDI 2056.

Valoarea maximă nu depășește nivelul de 80 dB. Analiza

comparativă a graficilor obținute la aceiași parametri cinematici și de forță arată că nivelul de

zgomot emis de transmisia planetară precesională în regim de reductor și multiplicator este aproximativ același.

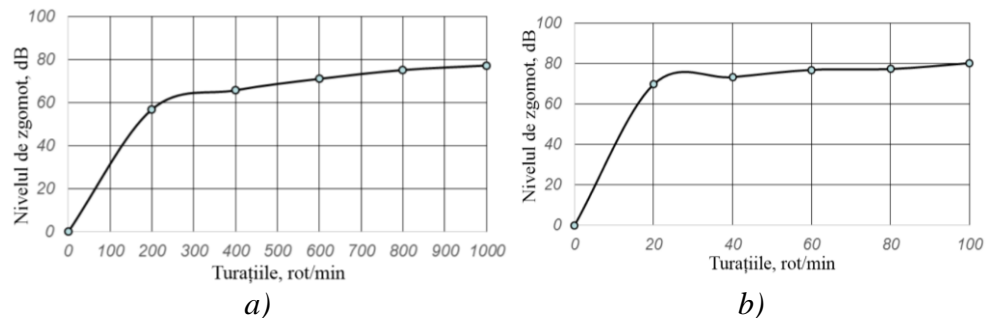


Fig. 30. Diagrama nivelului de zgomot la diferite turații: a) regim de reductor; b) regim de multiplicator.

CONCLUZII GENERALE ȘI RECOMANDĂRI

Rezultatele cercetărilor teoretice și experimentale obținute, concluziile și recomandările formulate reprezintă contribuții originale care, în sinteză, sunt următoarele:

Concluzii finale:

- Analiza parametrizată a profilelor dinților a permis stabilirea gradului de influență a parametrilor geometrici ai angrenajului precesional asupra unghiului de angrenare α_w (unghiului de presiune ν) sub aspectul minimizării unghiului de presiune ca condiție de evitare a autofrânării și limitare a forței axiale în angrenaj, care solicită lagărele satelitului. Sa stabilit că unghiul de angrenare mai trebuie să se afle între $45^\circ \leq \alpha_w \leq 60^\circ$ și o influență majoră exercită unghiul de nutație θ și numărul de dinți z .
- În baza schemelor conceptuale optimizate ale angrenajului precesional și mecanismelor de legătură a fost elaborată structura multiplicatorului precesional **K-H-V** cu două roți centrale cu mecanism de legătură în formă de cuplaj cu dinți sau cu role conice. Această structură asigură capacitate portantă ridicată și compensare totală a forței axiale generate în angrenajul precesional.
- Analiza cinetostaticii multiplicatoarelor precesionale a demonstrat că sarcina este distribuită neuniform între numărul de dinți simultan angrenați, valoarea maximă nedepășind **25%** din cea totală, iar momentul de torsiune este format de forțele normale elementare și brațele instantanee determinate de unghiul de rotire a manivelei φ și unghiul de nutație θ .
- Cercetarea experimentală a multiplicatorului precesional a arătat că randamentul mecanic al multiplicatorului este relativ înalt (aproximativ **85%**), însă la sarcini mici randamentul este scăzut, explicat prin faptul că la valori mici sarcina este comensurabilă cu momentul de pornire, care în multiplicatoare este mai mare.
- Momentul de pornire în regim de multiplicare fără joc în angrenajul precesional este de aproximativ **25 Nm**, ceea ce reprezintă aproximativ **1,5%** din momentul nominal. Această caracteristică este deosebit de importantă în cazul multiplicatoarelor turbinelor eoliene, unde momentul de pornire determină funcționalitatea turbinei la viteze mici ale vântului.

Recomandări:

- Pentru a lua în considerație fenomenul de **slăbire** a dinților roților dințate din multiplicatoare precesionale a fost propusă introducerea în relația de calcul la rezistența de contact a coeficientului de tensiune $K_{H\sigma}$, care a permis majorarea preciziei de calcul.
- În rezultatul cercetărilor efectuate au fost elaborate o serie de recomandări practice privind proiectarea și implementarea multiplicatoarelor planetare precesionale.
- Pentru cercetări viitoare se propune argumentarea teoretică mai profundă, elaborarea unui prototip experimental de multiplicator precesional cu cuplaj cu role conice și cercetarea experimentală complexă a multiplicatoarelor.

Forme de valorificare:

Rezultatele științifice de bază, obținute în cadrul lucrării, au fost implementate în procesul didactic prin:

- elaborarea manualului „Antologia invențiilor. Transmisii planetare precesionale cinematice. Concepte tehnologice de generare a angrenajelor”, vol. 4, autori: (Bostan I., Dulgheru V., Țopa M., Bodnariuc I., Dicusară I., Trifan N., **Ciobanu R.**, Ciobanu O., Odainâi V., Malcoci Iu. Ch.: Ed. Bons Offices, 2011);

- elaborarea lucrării de laborator „Studiul multiplicatorului planetar precesional”.

BIBLIOGRAFIE

1. Bostan I., Dulgheru V., **Ciobanu R.** ș.a. Antologia invențiilor. Vol. 4. Transmisii planetare precesionale cinematice: concepte tehnologice de generare a angrenajelor, cercetări experimentale, aplicații industriale, descrieri de invenții. Chișinău: Bons Offices, 2011, 636 p. ISBN 978-9975-80-459-2.
2. Bostan I., Dulgheru V., Grigoraș Ș. Transmisii planetare, precesionale și armonice. Atlas. Chișinău - București: Tehnică, 1997. 200 p. ISBN 9975-910-20-3.
3. Bostan I., Dulgheru V., Sochirean A., Babaian I. Antologia invențiilor: transmisii planetare precesionale. Vol.1. Chișinău: Combinatul Poligrafic, 2011, 593 p. ISBN 978-9975-4100-9-0.
4. Bostan I. Sozdanie planetarno – preczessionny'x peredach s mnogoparny'm zacepleniem. Teză de dr. hab. în tehnică. Chișinău, 1989. 511 p.
5. Dulgheru V. Statica și dinamica transmisiilor planetare și precesionale. Teză de dr. hab. în tehnică. Chișinău, 1995. 376 p.
6. **Ciobanu R.** Influența parametrilor geometrici ai angrenajului multiplicatorului planetar precesional asupra profilului dinților. Meridian Ingineresc. Chișinău: Ed. Tehnica UTM, 2014, nr 3, p. 48 - 52. ISSN 1683-853X. (cl. C).
7. **Ciobanu R.** Elaboration and research of planetary precessional multiplier. În: Meridian Ingineresc. Chișinău: Ed. Tehnica UTM, 2011, nr 4, p. 21 - 24. ISSN 1683-853X. (cl. C).
8. **Ciobanu R.** Aspecte privind elaborarea multiplicatorului precesional cu două ture de transmitere a puterii. Culegeri conf. Științifice Internaționale „Tehnologii Moderne, Calitate, Restructurare”. Chișinău: Universitatea Tehnică a Moldovei, 2005, vol. 3. p. 292 - 295. ISBN 9975-9875-5-9.
9. Bostan I., Dicusară I., Trifan N., **Ciobanu R.**, Ciobanu O., Malcoci Iu. Antologia invențiilor – manual de proiectare a transmisiilor planetare precesionale. În: AL XXXI-lea seminar național de organe de mașini „Ioan Drăghici” SNOM'11. 02 - 03 Iunie 2011, Cluj Napoca, p. 135-136.

10. **Ciobanu R.**, Bostan I., Dulgheru V. Studiul cinetostatic al mecanismului de legătură în multiplicatorul precesional tip K-H-V. În: Al 8lea Simpozion Național cu participare Internațională “Proiectarea Asistată de Calculator PRASIC’06”. Brașov: Universitatea Transilvania din Brașov 2006, p. 55-58.
11. **Ciobanu R.** Aspecte privind elaborarea multiplicatorului precesional cu două torente de transmitere a puterii. În: Fizică și Tehnică: procese, modele, experimente. Bălți: Universitatea de Stat „Alec Russo”, 2011, Vol. 1, p. 29 - 32. ISSN 1857-0437.
12. **Ciobanu R.** Aspecte privind elaborarea multiplicatoarelor precesionale tip K-H-V. În: Fizică și Tehnică: procese, modele, experimente. Bălți: Universitatea de Stat „Alec Russo”, 2011, Vol. 1, p. 32 - 36. ISSN 1857-0437.
13. Bostan I., Dulgheru V., Sochireanu A., Trifan N., Dicusară I., **Ciobanu R.** Transmisii planetare precesionale de putere: angrenaje și tehnologii de fabricare. Tezele Simpozionului Internațional „Transfer tehnologic în ingineria electronică, materiale multifuncționale și mecanică fină”. Chișinău: Știința, 2005, p.180-187.
14. **Ciobanu R.** Analiza calității suprafețelor de lucru ale dinților din angrenajul precesional. Tezele conf. Tehnico-Științifice a Colaboratorilor, Doctoranzilor și Studenților. Chișinău: Universitatea Tehnică a Moldovei, 2013, p. 196 - 197. ISBN 978-9975-45-312-7.
15. **Ciobanu R.** Analiza profilurilor dinților utilizate în multiplicatorul planetar precesional. Tezele conf. Tehnico-Științifice a Colaboratorilor, Doctoranzilor și Studenților. Chișinău: Universitatea Tehnică a Moldovei, 2011, p. 204 - 207. ISBN 978-9975-45-208-3.
16. **Ciobanu R.** Unele aplicații ale multiplicatoarelor planetare precesionale tip K-H-V. Tezele conf. Tehnico-Științifice a Colaboratorilor, Doctoranzilor și Studenților. Chișinău: Universitatea Tehnică a Moldovei, 2011, p. 196 - 199. ISBN 978-9975-45-208-3.
17. **Ciobanu R.** Unele aspecte privind elaborarea multiplicatorului planetar precesional. Tezele conf. Tehnico-Științifice a Colaboratorilor, Doctoranzilor și Studenților. Chișinău: Universitatea Tehnică a Moldovei, 2009, p. 121 - 124. ISBN 978-9975-45-142-0.
18. **Ciobanu R.** Unele aspecte privind elaborarea multiplicatorului planetar precesional. Tezele conf. Jubiliare Tehnico-Științifice a Colaboratorilor, Doctoranzilor și Studenților. Chișinău: Universitatea Tehnică a Moldovei, 2006, p. 274 - 275. ISBN 978-9975-45-025-6.
19. **Ciobanu R.** Elaborarea multiplicatorului planetar precesional cu precizie cinematică înaltă. Tezele conf. Tehnico-Științifice a Colaboratorilor, Doctoranzilor și Studenților. Chișinău: Universitatea Tehnică a Moldovei, 2005, Vol. 2, p. 160 - 161.
20. **Ciobanu R.**, Ciobanu O. Cap de alezat și netezit cu transmisie precesională. Tezele conf. Tehnico-Științifice a Colaboratorilor, Doctoranzilor și Studenților. Chișinău: Universitatea Tehnică a Moldovei, 2002, Vol. 1, p. 2 - 3.

21. **Ciobanu R.** Studiu privind procedee de reducere a frecării de alunecare în angrenaje. Tezele conf. Tehnico-Științifice a Colaboratorilor, Doctoranzilor și Studenților. Chișinău: Universitatea Tehnică a Moldovei, 2003, Vol. 1, p. 118 - 119.
22. Brevet de invenție de scurtă durată. 2 Z, MD, F16H1/00; F16H1/32; F03D11/00. Multiplicator precesional (variante) / Bostan I., Dulgheru V., Ciupercă R., **Ciobanu R.** Publ. 31.01.2009, BOPI nr. 1/2009.
23. Brevet de invenție. 3276 G2, MD, F16H1/32. Multiplicator precesional / Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., **Ciobanu R.** Publ. 31.03.2007, BOPI nr. 3/2007.
24. Brevet de invenție. 3153 G2, MD, F16H1/32. Multiplicator planetar precesional / Bostan I., Dulgheru V., Ciobanu O., **Ciobanu R.** Publ. 30.09.2006, BOPI nr. 9/2006.
25. Brevet de invenție. 3104 G2, MD, F03B7/00; F16H1/00. Stație hidraulică / Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Sochireanu A., Ciobanu O., **Ciobanu R.**, Dicusară I. Publ. 31.07.2006, BOPI nr. 7/2006.
26. Brevet de invenție. 617 Y, MD, F03B7/00; F03B13/00. Mini motor-reductor precesional (variante) / Dicusară I., **Ciobanu R.**, Bostan V., Dulgheru V. Publ. 30.09.2013, BOPI nr. 2/2013.
27. Brevet de invenție. 3544 G2, F03D9/00; F03D11/04; F03D3/06; E01F11/00 / Turbină eoliană antrenată de traficul rutier (variante) / Bostan I., Dulgheru V., Dicusară I., **Ciobanu R.** Publ. 31.03.2008, BOPI nr. 3/2008.
28. Brevet de invenție. 3510 G2, MD, B64C9/00; B64C5/06; B64C9/32; B64C13/50. Mecanism de dirijare a aparatului de zbor / Bostan I., Ionescu Fl. (DE), Dulgheru V., **Ciobanu R.**, Malcoci I. Publ. 29.02.2008, BOPI nr. 2/2008.
29. Brevet de invenție. 3543 G2, MD, F03B13/10; F03B13/14; E02B9/08. Instalație de conversiune a energiei valurilor (variante) / Bostan I., Dulgheru V., Cozma T., **Ciobanu R.**, Ciobanu O. Publ. 31.03.2008, BOPI nr. 3/2008.
30. Brevet de invenție. 2331 C2, MD, B23B29/034. Cap de alezat / Bostan I., Dulgheru V., Golban D., Ciobanu O., **Ciobanu R.**, Dicusară I. Publ. 31.12.2003, BOPI nt.12/2003.
31. Brevet de invenție. 3017 G2, MD, F16H21/40. Mecanism de transmitere a mișcării de rotație alternativă în mișcare de rotație / Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., **Ciobanu R.**, Sochireanu A. Publ. 31.03.2006, BOPI nr. 3/2006.
32. Brevet de invenție. 3600 G2, MD, B60K16/00; F24J2/42; F02G1/044; F03G6/06 / Instalație solară cu motor Stirling / Bostan I., Vișa I., (RO), Dulgheru V., Dicusară I., **Ciobanu R.**, Ciobanu O. Publ. 31.05.2008, BOPI nr. 5/2008.
33. Brevet de invenție. 2989 G2, MD, F03B13/12; F03B13/18. Stație pentru transformarea energiei valurilor în energie electrică / Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Ciobanu O., **Ciobanu R.**, Sochireanu A. Publ. 28.02.2006, BOPI nr. 2/2006.

ADNOTARE

la teza de doctor cu tema „**Contribuții privind cercetarea multiplicatoarelor planetare precesionale**”, prezentată de către **Ciobanu Radu** pentru obținerea titlului științific de doctor în științe tehnice la specialitatea 242.01 – „Teoria mașinilor, mecatronică”, Chișinău, 2014.

Teza cuprinde introducere, cinci capitole, concluzii și recomandări, bibliografia din 118 de denumiri și 7 anexe. Volumul este de 144 de pagini, inclusiv, 125 de figuri și 6 tabele. Conținutul de bază al tezei a fost publicat în 17 lucrări științifice, din care 12 lucrări de unic autor, 5 lucrări în reviste recenzate și 12 brevete de invenție.

Cuvinte cheie: multiplicator precesional, mecanism de legătură, unghi de presiune, randament mecanic.

Domeniul de studiu se referă la elaborarea și cercetarea multiplicatoarelor precesionale, în special, argumentarea teoretică, proiectarea, fabricarea și testarea experimentală a multiplicatorului planetar precesional.

Scopul lucrării constă în elaborarea și cercetarea multiplicatoarelor planetare precesionale și complexului de recomandări privind proiectarea, fabricarea și exploatarea lor.

Noutatea științifică și valoarea aplicativă a lucrării. Pentru prima oară au fost elaborate și brevete structuri conceptuale de multiplicatoare precesionale. Soluțiile tehnice elaborate au fost protejate cu 12 brevete de invenție, care au fost apreciate la Saloane și Expoziții Naționale și Internaționale cu 9 medalii de aur, 4 de argint, 2 de bronz și 4 premii speciale.

Semnificația teoretică constă în analiza multicriterială a influenței parametrilor geometrici ai angrenajului precesional asupra profilului dinților pentru multiplicatoare și argumentarea alegerii unghiului de presiune, analiza cinetostatică și estimarea pierderilor de putere în cuplele cinematice ale multiplicatorului.

Metodologia cercetării științifice constă în crearea unei platforme bazate pe modele și metode de cercetare teoretică și experimentală, care permite argumentarea alegerii unghiului de presiune minim și momentului de pornire redus și estimarea pierderilor de putere în multiplicatorul precesional.

Implementarea rezultatelor cercetării. În baza rezultatelor obținute au fost elaborate nomograme pentru alegerea unghiului de presiune și recomandări privind estimarea pierderilor de putere în multiplicator, proiectarea și fabricarea prototipului experimental. De asemenea, a fost elaborată o monografie colectivă utilizată în procesul de studii și cercetare.

АННОТАЦИЯ

к докторской диссертации с темой «**К разработке и исследования планетарных прецессионных мультипликаторов**», представленной **Чобану Раду** на соискании учёной степени доктора технических наук по специальности 242.01 - «Теория машин, мехатроника», Кишинёв, 2014 год.

Диссертация состоит из введения, 5 глав, выводов, рекомендаций, литературы из 118 названий и 7 приложений. Объем диссертации 144 страниц, включая 125 рисунков и 6 таблиц. Основная часть диссертации была опубликована в 17 научных работах, включая 12 без соавторов, 5 работ в рецензированных журналах и 12 патента.

Ключевые слова: прецессионный мультипликатор, механизм связи, угол давления, коэффициент полезного действия.

Область исследования: относится к разработке и исследовании прецессионных мультипликаторов, особенно, теоретическая аргументация, проектирование, изготовление и экспериментальное тестирование планетарного прецессионного мультипликатора.

Цель работы состоит в разработке и исследовании планетарных прецессионных мультипликаторов и комплекса рекомендаций, касающиеся проектирования, изготовления и их эксплуатации.

Научная новизна и прикладная значимость работы. Впервые были разработаны и запатентованы концептуальные структуры прецессионных мультипликаторов. Разработанные технические решения, были защищены 12ю патентами, которые были оценены на национальных и международных выставках 9ю золотыми медалями, 4мя серебряными медалями, 2мя бронзовыми медалями и 4мя специальными призами.

Теоретическая значимость заключается в многокритериальный анализ влияния геометрических параметров прецессионного зацепления на профиль зубьев для мультипликаторов и аргументирование выбора угла давления, анализ кинестатики и оценка потерь мощности в кинематических парах прецессионного мультипликатора.

Методология исследования заключается в создании платформы, основанной на моделях и методах теоретических и экспериментальных исследований, которая позволяет аргументированный выбор минимального угла давления и малого момента трогания и оценка потерь мощности в прецессионный мультипликатор.

Внедрение результатов исследований. На основании полученных результатов были разработаны номограммы для выбора угла давления и рекомендации по оценке потерь мощности в мультипликаторе, проектирование и изготовление экспериментального образца. В дополнение была написана коллективная монография, используемая в учебном процессе и научных исследованиях.

ANNOTATION

Ciobanu Radu

Doctoral thesis „**Contributions to research planetary precessional multipliers gear box**”, presented for the conferring of the scientific degree Doctor of technical sciences, speciality 242.01 – „Theory of Machines, Mechatronics”: Chişinău, 2014.

The thesis includes an introduction, five chapters, conclusions and recommendations, bibliography of 118 names and 7 appendices. Thesis volume: 144 pages, including 125 figures and 6 tables. The content of the thesis was published in 17 scientific papers, including 12 single author papers, 5 papers in peer reviewed journals, 12 patents.

Keywords: multiplier precessional gear box, connecting mechanism, angle of pressure, mechanical efficiency.

Field of study: development and research on multipliers planetary precessional gear box, theoretical argumentation, design manufacture and testing of experimental multiplier planetary precession gear box.

The main goal of this paper is to develop and research the complex multiplier planetary precessional gear box and recommendations on the design, manufacture and future exploitation.

Scientific novelty and value of the work. Consists in developing and patenting conceptual structures for precessional gear box multiplier.

Scientific research methodology is to create a platform based on models and methods of theoretical and experimental research, which enables us to solving the election of minimum pressure angle, to obtain low starting torque and power losses in the multiplier precessional gear box.

Implementation of research results. A collective monograph has been elaborated used in the process of studies and research. Following experimental research we developed nomograms for choosing pressure angle and recommendations for estimating power losses in the multiplier design and manufacture experimental prototype.

CIOBANU RADU

**CONTRIBUȚII PRIVIND CERCETAREA
MULTIPLICATOARELOR PLANETARE PRECESIONALE**

242.01 – TEORIA MAȘINILOR, MECATRONICĂ

Autoreferatul tezei de doctor în științe tehnice

Bun de tipar 12.12.2014.
Hârtie ofset. Tipar RISO.
Coli de tipar 2,0.

Formatul hârtiei 60x84 1/16.
Tirajul 50 ex.
Comanda nr. 107.

UTM, 2014, MD 2004, Chișinău, bd. Ștefan cel Mare și Sfânt, nr. 168,
EDITURA TEHNICA - UTM, MD 2045,
Chișinău, str. Studenților, nr. 9/9.

