

INFLUENȚA PARAMETRILOR GEOMETRICI AI ANGRENAJULUI MULTIPLICATORULUI PLANETAR PRECESIONAL ASUPRA PROFILULUI DINȚILOR

R. Ciobanu

Universitatea Tehnică a Moldovei

GENERALITĂȚI

Din cercetările efectuate anterior [1, 2, 3, 4], de asemenea, din figura 1 se observă că punctul de contact D descrie o octoidă la un ciclu complet de precesie (în cazul legăturii cinematice a blocului satelit cu carcasa) și o linie, echidistantă de profilul dintelui în cazul rotirii libere a satelitului. Aceasta se explică prin faptul că angrenajul precesional reprezintă o articulație Hooke. Acest fapt impune unele condiții la generarea dinților cu profil nestandard ai roții centrale. Ele pot fi divizate în două grupe distincte:

- condiții ce țin de alegerea argumentată a profilului dinților;

- condiții ce țin de alegerea argumentată a schemei structurale a multiplicatorului și a tipului mecanismului de legătură (cuplajului).

Alegerea profilului optim al dinților în angrenajul precesional al multiplicatorului trebuie să respecte următoarelor 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, 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.

Parametri geometrici de bază ai angrenajului precesional: unghiul axoidei conice $\delta = 0...30^\circ$;

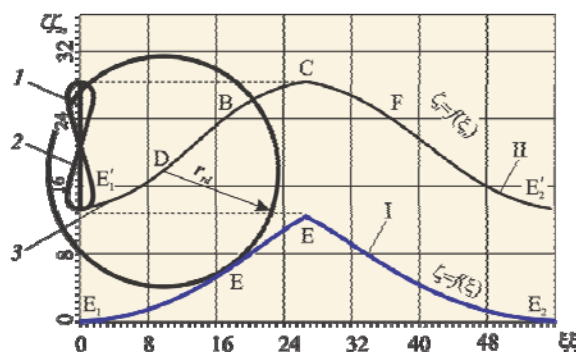


Figura 1. Curbe ale traiectoriei mișcării punctului de contact D „dinte-rolă”.

unghiul de nutație $\theta = 1,5^\circ...3^\circ$; unghiul de conicitate a roților $\beta = 4^\circ...7^\circ$; numărul de dinți z_1 și de roți z_2 , $-z = 10...30$; 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 $\nu \leq 45^\circ$, 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 roților 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 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 1). În realitate datorită existenței erorii de schemă traiectoria mișcării punctului de contact reprezintă o curbă închisă octoidală (curba 2, figura 1).

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 1). Acest fapt vorbește despre necesitatea realizării modificării profilului dinților roții centrale la etapa de generare a lor pentru compensarea acestei erori de schemă.

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 parametrice stabilite de acad. Ion Bostan [1, 2] 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.

1. INFLUENȚA UNGHIULUI AXOIDEI CONICE δ

Analiza influența axoidei conice asupra profilului dinților, recomandabile pentru funcționare în regim de multiplicator. 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 $R_D=145mm$. În figura 2 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, unghiul de angrenare fiind pentru multiplicatoare un parametru geometric important, deoarece alegerea incorectă a lui poate conduce la apariția efectului de autofrânare.

În baza analizei numărului mare de profilograme obținute au fost construite dependențele unghiului de angrenare α_w de unghiul axoidei conice pentru trei valori ale numărului

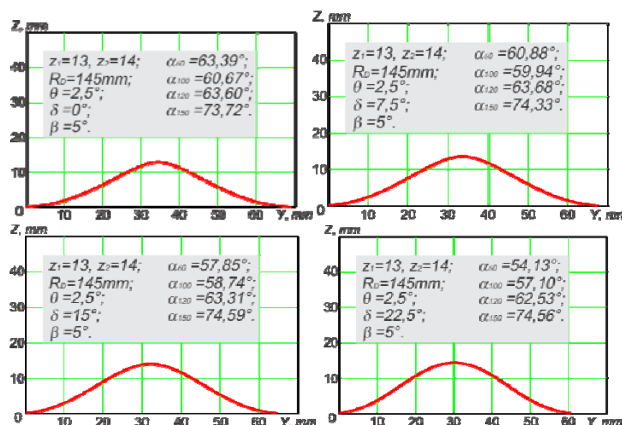


Figura 2. Influența unghiului axoidei conice δ asupra profilului dinților.

dinților care cuprind întreaga gamă de variere $z=10\div21$, și parametrii geometrici constanți: $\theta=2,5^\circ$; $\beta=5^\circ$; $R_D=145mm$ (figura 3). Pe grafice este clar delimitată zona profilelor utilizabile în multiplicatoare după criteriul evitării autofrânării (linia „limita de autofrânare” $\alpha_w=45^\circ$).

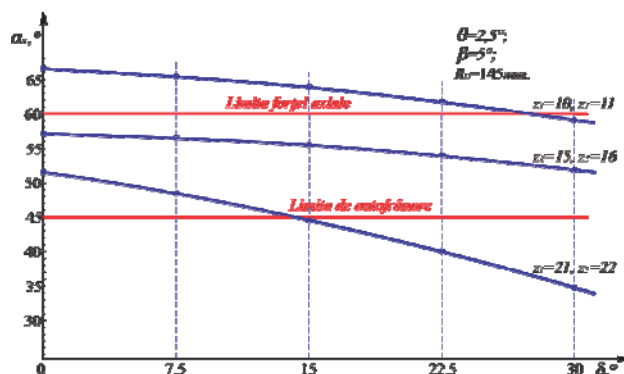


Figura 3. Dependența unghiului de angrenare α_w de unghiul axoidei conice δ pentru diferite valori ale numărului de dinți ai roții centrale.

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 axoidei conice ($\delta=0^\circ$, $7,5^\circ$) unghiul de angrenare este prea mare fapt ce conduce la apariția unei forțe axiale considerabile care conduce 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 $\alpha_w=60^\circ$.

2. INFLUENȚA UNGHIULUI DE NUTAȚIE θ

Un alt parametru geometric, care influențează forma profilului dinților, este unghiul de nutație θ . Analiza profilogramelor (figura 4) 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 de rotație a arborelui conducător în mișcare de precizie a satelitului unghiul optim de nutație trebuie să fie maxim.

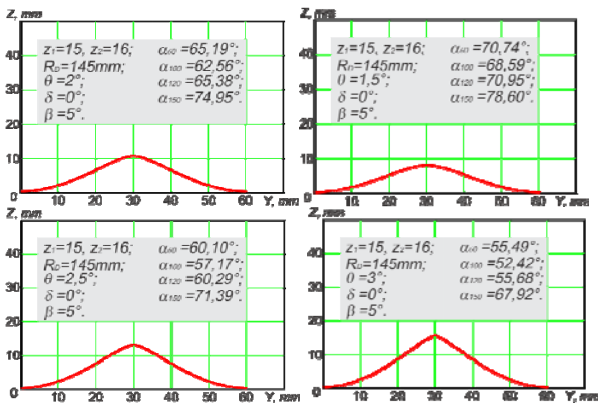


Figura 4. Influența unghiului de nutație θ asupra profilului dinților.

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 $\beta=5^\circ$, $\delta=0^\circ$, $z=10\div 22$ (care acoperă întreaga gamă a numerelor de dinți recomandabile pentru multiplicatoare), $\theta=1,5^\circ$, $\theta=2^\circ$, $\theta=2,5^\circ$, $\theta=3^\circ$, au fost construite graficele $\alpha_w=f(\theta)$, prezentate în figura 5.

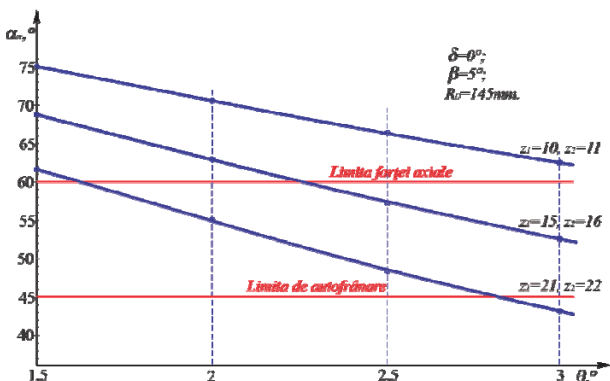


Figura 5. Dependența unghiului de angrenare α_w de unghiului de nutație θ pentru diferite valori ale numărului de dinți ai roții centrale.

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.

3. INFLUENȚA UNGHIULUI DE CONICITATE A ROLELOR β

Din analiza profilogramelor construite s-a stabilit că pentru multiplicatoare unghiul de conicitate a rolelor trebuie să fie $\beta \geq 4^\circ$. În figurile 6-2.25 sunt prezentate profilogramele dinților construite pentru valorile unghiurilor de conicitate a rolelor $\beta=4, 5, 6$, și 7° , $z=10\div 22$, $\theta=2,5^\circ$.

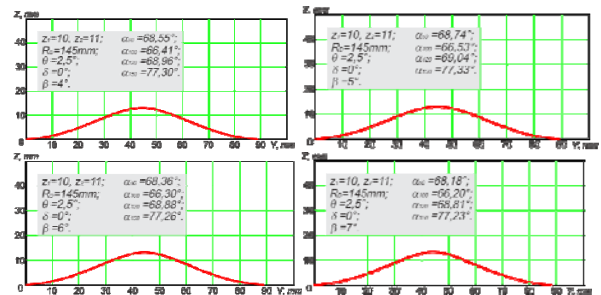


Figura 6. Influența unghiului de conicitate a rolelor β asupra profilului dinților: $z_1=10$; $z_2=11$; $\beta=4\div 7^\circ$.

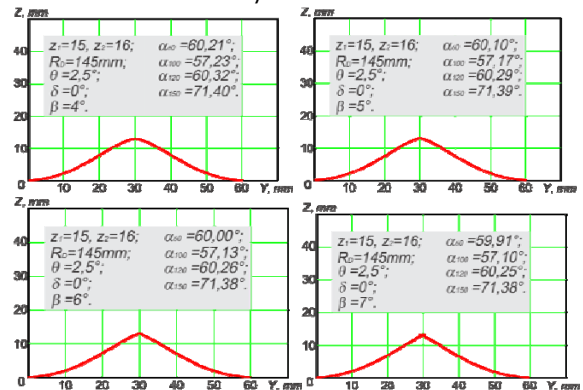


Figura 7. Influența unghiului de conicitate a rolelor β asupra profilului dinților: $z_1=15$; $z_2=16$; $\beta=4\div 7^\circ$.

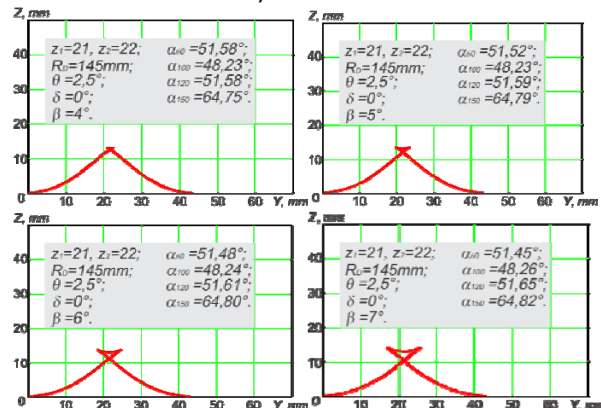


Figura 8. Influența unghiului de conicitate a rolelor β asupra profilului dinților: $z_1=21$; $z_2=22$; $\beta=4\div 7^\circ$.

Analiza profilogramelor obținute au arătat că unghiul de conicitate a roților influențează puțin forma profilului dinților și, implicit, unghiul de angrenare α_w . De menționat că la unghiuri mici ale axoidei conice ($\delta=0^\circ, 7,5^\circ$) creșterea unghiului de conicitate a roților conduce la reducerea multiplicității angrenării

De menționat că în cazul $z=17\div 22$ la unghiuri de conicitate a roților $\beta \geq 6^\circ$ se reduce multiplicitatea angrenajului, fapt ce reduce capacitatea portantă, chiar dacă unghiul de angrenare se încadrează în limitele recomandabile.

4. INFLUENȚA NUMĂRULUI DE DINȚI z

Numărul de dinți nu întotdeauna este un parametru liber ales deoarece reprezintă raportul de transmitere, caracteristică impusă prin caietul de sarcini. Dar în unele cazuri prin alegerea motorului electric poate fi ales și numărul optimal al dinților, deoarece funcție de raportul de transmitere necesar se aleg ceilalți parametri geometrici ai angrenajelor care asigură un unghi optim al angrenării. În scopul urmăririi direcției influenței numărului dinților asupra profilului au fost realizate o serie de profilograme ale dinților pentru diferiți parametri geometrici ai angrenajului, prezentate în figurile 6÷8. Analiza profilogramelor construite arată că la numere mici ale dinților se obțin unghiuri de angrenare mari favorabile pentru funcționarea în regim de multiplicare.

În baza analizei profilelor obținute au fost construite graficele funcțiilor $\alpha_w=f(z)$ pentru diferite valori ale unghiului axoidei conice $\delta=0^\circ, 7,5^\circ, 15^\circ, 22,5^\circ$ și valori constante $R_D=145mm, \theta=2,5^\circ; \beta=5^\circ$ (figura 9).

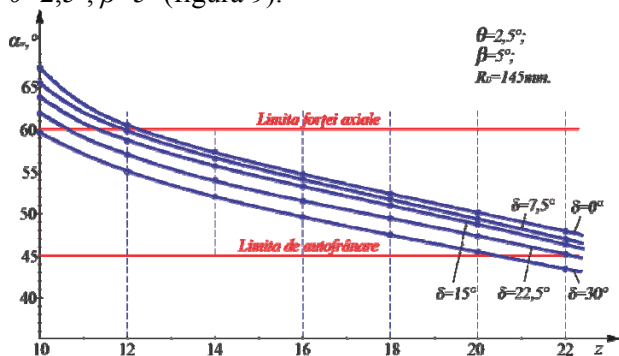


Figura 9. Dependența unghiului de angrenare α_w de numărul de dinți ai roții centrale pentru diferite unghiuri ale axoidei conice δ .

Analiza graficelor obținute arată că practic toate profilele analizate se încadrează în limitele impuse (de jos – limita de autofrânare, de sus – limita forței 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 profilelor dinților obținute anterior la varierea celor cinci parametri geometrici ai angrenajului precesional sub aspectul respectării condițiilor formulate mai sus a permis argumentarea limitelor valorilor parametrilor geometrici pentru multiplicatoare precesionale după cum urmează:

- unghiul axoidei conice $\delta = 0 \dots 15^\circ$;
- unghiul de nutație $\theta = 2^\circ \dots 2,5^\circ$;
- unghiul de conicitate a roților $\beta = 4^\circ \dots 6^\circ$;
- numărul de dinți z_1 și de roți $z_2, - z = 10 \dots 20$;

relația între numărul dinților roții centrale și ai coroanei satelitului, $z_1 = z_2 + 1$.

Unghiul de presiune v .

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: $v=90^\circ - \alpha_w$.

Deoarece profilul convex-concav al dinților este variabil atunci și unghiul de angrenare (unghiul de presiune) este de asemenea, variabil (figura 10). În toate cazurile la baza și vârful dintelui roților dințate unghiul de presiune are valoarea de 90° .

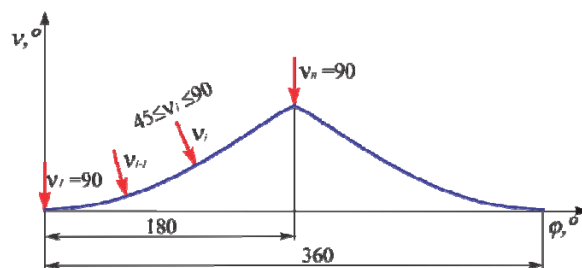


Figura 10. Acțiunea unghiului de presiune v pe profilul dintelui.

În aceste zone toată forța normală se transformă în forță axială care solicită lagărele nodului satelit. De menționat însă că în aceste zone, conform caracterului distribuției sarcinii între dinți,

forțele sunt practic egale cu 0. Pe parcursul unui ciclu complet de precesie unghiul de presiune ν (de angrenare α_w) variază încontinuu. Specificul formei profilului dinților recomandat pentru multiplicatoare arată că această variație este mai pronunțată la piciorul dintelui (în unele cazuri și la vârful lui), iar valoarea unghiului de presiune se încadrează în limitele $30 \div 45^\circ$ (unghiul de angrenare $45 \div 60^\circ$) fapt ce conduce la evitarea fenomenului de autofrânare, la reducerea sarcinii axiale și majorarea momentului de torsiune util.

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 construite diagramele influenței parametrilor geometrici ai angrenajului (θ , δ , și z_1 , z_2) asupra unghiului de presiune pe lungimea profilului (figura 11 (a, b, c)).

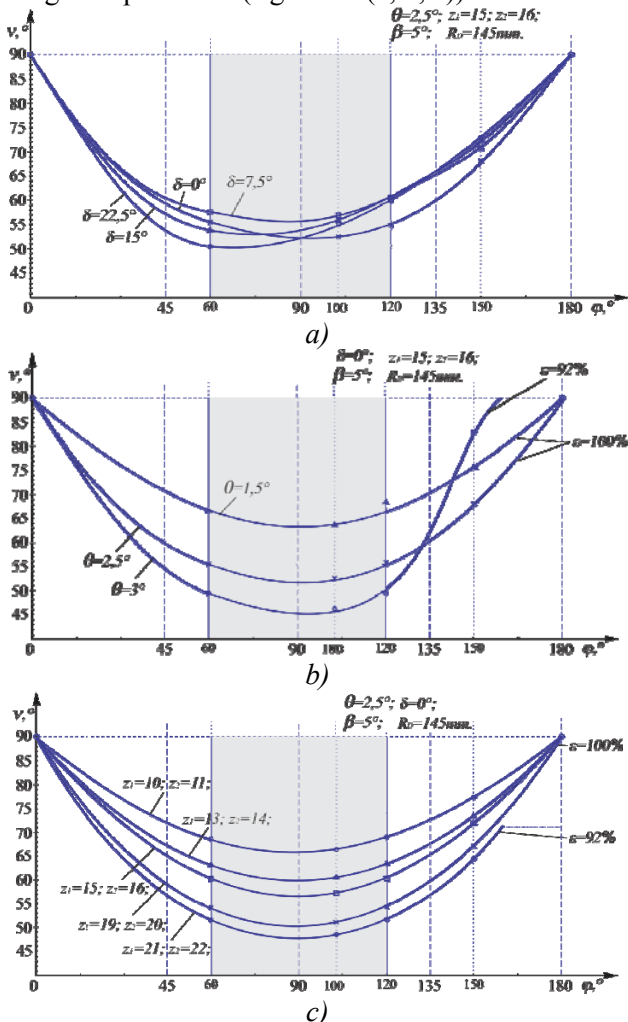


Figura 11. Varierea unghiului de presiune ν pe înălțimea profilului dinților: a) δ - var; b) θ - var; c) z - var.

5. CONCLUZII

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 evitarea autofrânării și limitare a forței axiale în angrenaj, care solicită lagărele satelitelui. Sa stabilit că o influență majoră exercită unghiul de nutație θ și numărul de dinți z .

Analiza dependențelor unghiului de presiune $\nu = f(\varphi)$ la diferite valori ale unghiului axoidei conice δ , unghiului de nutație θ și a numărului de dinți z au arătat că în zona $\varphi = 60 \div 120^\circ$, care corespunde zonei maxim solicitate a dintelui, unghiul de presiune mediu este minim și relativ constant.

Bibliografie

1. Bostan I., Dulgheru V., Glușco C.; Mazuru S.; Vaculenco M. *Antologia invențiilor. Volumul 2. Transmisii planetare precesionale: teoria generării angrenajelor precesionale, control dimensional, proiectare computerizată, aplicații industriale, descrieri de invenții.* Ch.: Ed. Bons Offices, 2011. 542 p. ISBN 978-9975-80-453-0.
2. Bostan I., Dulgheru V., Glușco C., Mazuru S., Vaculenco M. *Antologia invențiilor. Volumul 1. Transmisii planetare precesionale: sinteze structurale, teoria angrenării, cinematica, dinamica, calculul la rezistență, descrieri de invenții.* Ch.: Ed. Bons Offices, 2011. 594p. ISBN 978-9975-4179-0-7.
3. Bostan I. *Precessionny'e peredachi s mnogoparny'm zacepleniem.* Chișinău: Știința, 1991. 356 p. ISBN 5-376-01005-8.
4. Bostan I. *Sozdanie planetarno-precessionny'x peredach s mnogoparny'm zacepleniem.* Teză de dr. hab. în tehnică. Chișinău, 1989. 511 p.

Recomandat spre publicare: 19.06.2014.