

ASPECTE PRIVIND UZURA LIMITĂ ADMISIBILĂ LA TRANSMISIILE CICLOIDALE CU BOLȚURI

Asist. univ. dr. ing. Aristia-Ioana POPOVICI, U.T.C.B. - Facultatea de Utilaj Tehnologic
Prof. univ. dr. ing. Florin PETRESCU, U.T.C.B. - Facultatea de Utilaj Tehnologic

ABSTRACT

In this paper is proposed a relationship for calculating the allowable limit wear for cycloidal transmission with bolts. The relationship which was verified and validated by experimental study was established based on velocities and forces study specific for cycloidal gears (bolts – cycloidal tooth profile) and highlights the role of cycloidal teeth correction coefficient on the loading capacity of the gear, relative its resistance to wear.

1. APRECIERI ASUPRA TRIBOLOGIEI ANGRENAJELOR CICLOIDALE CU BOLȚURI

Reductoarele cicloidale cu bolțuri fac parte din categoria transmisiilor mecanice caracterizate prin momente și rapoarte de transmitere mari și foarte mari.

În [1], [2], [3] se face precizarea că efectele hidrodinamice sunt preponderente la viteze mari ($n > 8000$ rot/min), în timp ce proprietățile intrinseci lubrifianțului, variația vîscozității cu temperatura și presiunea, conținutul de aditivi antiuzură și de extremă presiune (EP), devin importante la sarcini mari și la viteze mici și medii ($n = 1000 \div 8000$ rot/min).

Solicitările de contact în cupla bolț-dinte cu profil cicloidal sunt de nivel ridicat. Solicitarea de contact este influențată de următorii factori:

- material: structură, tratament termic, puritatea compoziției;
- caracteristicile suprafețelor: duritate, tensiuni interne (în stare inițială și după aplicarea solicitărilor), microgeometrie (inițială și în funcționare), precizia de fabricație;
- solicitările mecanice: forță normală (tensiune de contact), forță tangențială;
- solicitările termice: temperatura;
- ungere: regimul de ungere, caracteristicile fizico-chimice ale lubrifianțului;
- elementele geometrice ale danturii: deplasarea de profil.

Mișcarea relativă în cupla angrenajului cicloidal este preponderent de rostogolire, bolțul cu rază de curbură constantă aflându-se în contact succesiv cu profilul dintelui cu rază de curbură variabilă.

Capacitatea portantă și fiabilitatea angrenajelor cicloidale cu bolțuri sunt condiționate de continuitatea, grosimea și capacitatea portantă caracteristice filmului de lubrifianț.

În [4] se fac referiri cu privire la delimitarea regimurilor de lubrificație la contactul cu rostogolire, în funcție de grosimea peliculei de lubrifianț și mărimea rugozității în raport cu aceasta.

Frecvent, la angrenajele cicloidale regimul de ungere este parțial EHD sau limită. În ultimul caz, frecarea are loc în straturile limită, formarea acestora fiind decisiv influențată de adsorbția compușilor polari, dar mai ales prin semiadsorbția și atacul chimic al aditivilor de EP.

Regimul de ungere este așadar hotărât de acțiunile chimice de formare a straturilor subțiri, de efectul elastic și hidrodinamic, precum și de efectul aditivilor.

Frecarea și uzura transmisiilor cicloidale sunt influențate, de asemenea, de caracteristicile materialelor celor două elemente implicate în contact variabil.

Principalele forme de deteriorare a danturii cicloidale sunt **oboseala mecanică superficială** și **abraziunea**. În anumite condiții poate să apară **griparea atermică**, ca formă de manifestare a **uzării de aderență**. La începutul funcționării se produce **griparea de rodaj** (deteriorarea ușoară a vârfurilor rugozităților); aceasta dispăre odată cu încheierea perioadei de rodaj.

Studiul cinematicii și dinamicii angrenajului cicloidal cu bolțuri, asociat cu numeroase determinări experimentale, a permis stabilirea unor condiții de optimizare a cuplei de frecare bolț-bucșă-dinte cicloidal, cuplă cu restricțiile tribologice cele mai severe.

Particularitățile acestei cuple de frecare determină efecte tribologice diferite față de ale celorlalte cuple de frecare caracteristice reductoarelor cicloidale cu bolțuri care funcționează în condiții de solicitare identice sau apropiate.

Particularitățile funcționale ale cuplei de frecare bolț-bucșă impune realizarea pe același arbore (bolț) a trei ajustaje în ordine strângere-joc-strângere. În această situație se impune alegerea sistemului arbore unitar, care permite realizarea ajustajelor în succesiunea indicată, prin modificarea dimensiunilor alezajelor.

Adoptarea acestei soluții trebuie însoțită de considerarea particularităților tehnologice specifice prelucrării suprafețelor cilindrice interioare față de cele exterioare.

Precizia cinematică, capacitatea de încărcare a angrenajului cicloidal impune alegerea și realizarea riguroasă a ajustajului cu joc pentru cupla bolț-bucșă cu repercusiuni directe asupra durabilității elementelor.

Corespunzător condițiilor formulate anterior, se impune ajustajul cu joc minim zero, bolțul și bucșa realizându-se în treptele de precizie 5, respectiv 5-6.

În acest fel, se asigură repartizarea uniformă a încărcării la contactul bolț-bucșă pe o suprafață corespunzătoare unui unghi la centru maxim al bolțului. Bolțurile aflate în angrenare preiau încărcarea numai pe această suprafață. Bucșele participă la contact succesiv cu toată suprafața cilindrică interioară, datorită rotirii acestora sub acțiunea fețelor tangențiale din angrenare.

Condițiile de uzură, din acest punct de vedere sunt diferite la cele două elemente ale cuplei considerate. În plus, trebuie avut în vedere, în susținerea afirmației de mai sus, condițiile de ungere dificile ale acestor cuple, mai ales a bolțurilor situate la mare distanță față de baia de ulei. Precizăm că majoritatea reductoarelor cicloidale sunt prevăzute cu sisteme de ungere prin barbotare.

Se poate afirma că durabilitatea transmisiilor cicloidale este controlată de tribologia cuplei bolț-bucșă.

Față de cele menționate s-a impus necesitatea determinării uzurii maxime ce trebuie admisă în cazul cuplei de frecare bolț-bucșă-dinte cicloidal.

2. ELEMENTE TEORETICE NECESARE APRECIERII STĂRII LIMITĂ ADMISIBILĂ

Pentru a rezolva problema determinării analitice a stării limită la uzare a principalelor cuple de frecare ale transmisiilor analizate este necesară cunoașterea următoarelor aspecte:

- vitezele în angrenajele cicloidale cu bolțuri;
- forțele în angrenajele cicloidale cu bolțuri;
- solicitările de contact la principala cuplă a transmisiei (angrenaj cicloidal - bolț).

Pe baza analizei acestora se stabilește starea limită de uzare adoptând drept criteriu de apreciere grosimea limită a stratului de material uzat și respectiv, grosimea optimă a stratului durificat superficial.

Având în vedere obiectivele lucrării de față, interesează variația vitezei în punctele succesive de contact (rola bolțului roții centrale de rază constantă angrenează cu profilul cicloidal cu rază de curbură variabilă) pe jumătatea profilului dintelui care participă la transmiterea mișcării și a momentului.

Pentru comoditatea rezolvării unor probleme ale tribologiei angrenajului cicloidal se consideră două cazuri, formal identice, pentru determinarea vitezelor în punctele instantanee de contact [4] și [5]:

- bolțurile în angrenare (jumătate din numărul total de bolțuri ale transmisiei) cu zonele corespunzătoare ale profilelor cicloidale ale satelitului;
- un bolț în angrenare cu zonele succesive de contact caracteristice unui singur dinte (profil cicloidal).

Primul caz oferă posibilitatea studiului solicitărilor de contact în angrenaj, determinând modul de repartizare a forțelor pe bolțuri, prin cunoașterea vitezelor în punctele de contact caracteristice și a deformațiilor produse pe direcția componentelor normale ale acestora. Cel de-al doilea caz este mai comod de aplicat în studiul efectelor vitezei, pe lungimea profilului activ al dintelui, asupra coeficientului de frecare, grosimii filmului de lubrifiant, uzurii etc.

Pentru determinarea forțelor în angrenajul cicloidal, se consideră bolțul în contact cu profilul dintelui cicloidal (fig. 1). Bolțul este considerat fix; ipoteza admisă corespunde situației funcționării normale a transmisiei cicloidale.

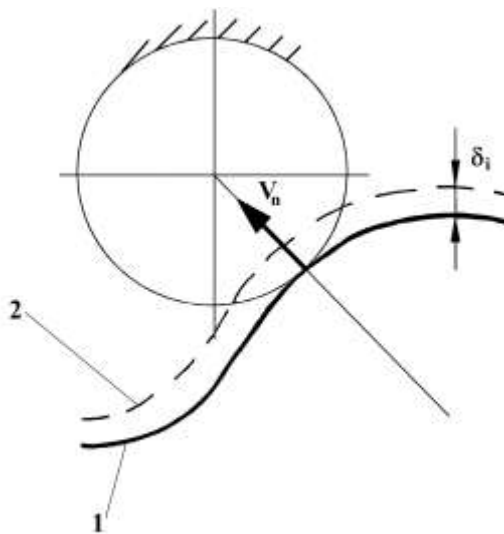


Fig. 1

Având în vedere existența componentei normale a vitezei V_n la profilul cicloidal al dintelui, considerată într-un punct curent de angrenare, dintele în mișcare centroidală față de bolț are tendința să ajungă din poziția 1 în poziția 2, executând o deplasare δ_i .

Se consideră:

$$\delta_i = (V_n)_i \cdot \Delta t \quad (1)$$

unde: i – contor care indică poziția bolțului pe circumferința coroanei ($i = 0 \dots Z_b/2$);

Δt – creșterea infinit mică a timpului.

Bolțul fiind fix, la contactul dintre cele două elemente apare o reacțiune din partea bolțului, ca răspuns la tendința de deplasare a dintelui pe direcția normală a profilului cicloidal cu viteza $(V_n)_i$, care este chiar forța tangențială.

Se consideră că această forță este proporțională cu deplasarea:

$$F_i = K \cdot \delta_i \quad (2)$$

unde: K – coeficient de proporționalitate.

Ipooteza presupusă este admisibilă în condițiile în care gradul nelinier provocat de variația razei de curbură pe lungimea dintelui cicloidal introduce mici devieri de la dependența acceptată.

Rezolvarea integrală a problemei este prezentată în [4].

Pentru a obține date referitoare la capacitatea portantă a angrenajului cicloidal cu bolțuri, pe baza teoriei contactului elastic hertzian, se pot utiliza următoarele relații:

- pentru rezistența la presiunea de contact σ_k :

$$\sigma_k = 0.418 \sqrt{\frac{F_{max}}{B} \cdot E \cdot \frac{R_2 \pm R_1}{R_2 \cdot R_1}} \quad (3)$$

- pentru lățimea fâșiei contactului elastic b_H :

$$b_H = 1.522 \sqrt{\frac{F_{max}}{B} \cdot \frac{1}{E} \cdot \frac{R_1 \cdot R_2}{R_2 \mp R_1}} \quad (4)$$

unde: F_{max} – încărcarea maximă pe un bolț; B – lățimea satelitului cu dantura cicloidală;

E – modulul de elasticitate; $R_{1,2}$ – razele de curbură ale corpurilor în contact (bolț – profil cicloidal).

Solicitările de contact sunt analizate deci, cu relațiile corespunzătoare modelului clasic al lui Hertz, considerând corpurile în contact **cilindrii** cu raze diferite, din același material.

Pe baza modelului lui Föppl se definește adâncimea tensiunilor de forfecare maximă din substrat:

$$Z_{max} = 0.786 \cdot b_H \quad (5)$$

Cunoscând rezistența la presiunea de contact σ_k , se determină presiunea de rostogolire K (definită de Stribeck) după modelul Niemann:

$$K = 2.86 \cdot \sigma_k^2 \cdot \frac{E_1 + E_2}{2 \cdot E_1 \cdot E_2} = 1.362 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_k^2 \quad (6)$$

unde: $E_{1,2}$ – modulele de elasticitate ale celor două materiale în contact.

Relația (6) este valabilă pentru cuplul de material oțel/oțel.

3. STAREA LIMITĂ DE UZURĂ A ANGRENAJELOR CICLOIDALE CU BOLȚURI

Considerațiile anterior menționate au stat la baza determinării unei relații pentru dimensionarea bolțului angrenajului, pentru calculul grosimii optime a stratului durificat superficial și grosimii admisibile a stratului de material uzat.

S-a demonstrat că punctele periculoase la contact pe zona convexă sunt acelea în care raza de curbură a profilului cicloidal are valoarea minimă.

Eforturile maxime la presiunea de contact corespund așadar contactului bolț-profil cicloidal pe porțiunea convexă a acestuia, acolo unde curbura redusă este maximă.

Având în vedere condițiile reale de funcționare a bolțurilor pe care, din motivele menționate în lucrare, sunt montate bușele prin intermediul cărora se realizează contactul cu profilul cicloidal, trebuie avut în vedere nu numai rezistența acestuia la solicitarea de contact ci și solicitarea de încovoiere.

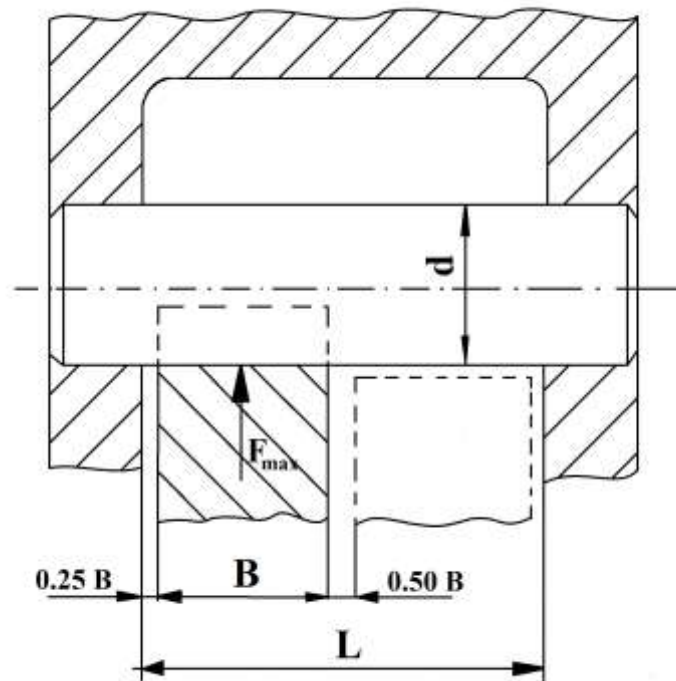


Fig. 2

Bolțul este solicitat, așadar, la încovoiere și strivire (fig. 2); cu notațiile din figură eforturile se determină după cum urmează:

- tensiunea de încovoiere:
$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} \leq \sigma_{ai} \quad (7)$$

- tensiunea de contact între bolț și bușă:
$$\sigma_{st} = \frac{F_{max}}{d \cdot L} \leq \sigma_{as} \quad (8)$$

În relațiile de mai sus s-au utilizat notațiile:

M_i – momentul de încovoiere [N mm]; W – modulul de rezistență la încovoiere pentru secțiunea bolțului [mm³]; σ_{ai} – tensiunea de încovoiere admisibilă [MPa]; F_{max} – forța maximă în punctul de contact [N]; d – diametrul bolțului [mm]; L – lungimea activă a bolțului [mm]. σ_{as} – tensiunea de contact admisibilă [MPa].

Din condiția de echirezistență la cele două solicitări și utilizând datele din figură, stabilite din considerente constructive, rezultă:

$$\alpha = \frac{B}{d} = \sqrt{0.0595 \cdot \frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{as}}} \quad (9)$$

Pentru diverse valori ale eforturilor admisibile se determină coeficientul α .

Dacă luăm în considerare posibila încărcare inegală a celor doi sateliți din construcția reductoarelor cicloidală cu bolțuri și exprimăm $M_s = 0.55 \cdot M_t$ (momentul la ieșirea din reductor) rezultă în final relația de calcul a diametrului satelitului:

$$d \cong 10^4 \sqrt{\frac{P}{n_2 \cdot Z_b \cdot r_a \cdot \sigma_{ai}}} \quad (10)$$

unde: P – puterea motorului [kW]; n_2 – turația la ieșire [rot/min]; r_a – raza centroidei satelitului; Z_b – numărul de bolțuri.

Relația de mai sus capătă în plus valențe practice dacă se determină diametrul bolțului în funcție de coeficientul de corecție al danturii, care după cum s-a arătat, joacă un rol important în definirea condițiilor tehnologice și tribologice optime pentru o transmisie cu parametrii precizați. În acest caz calculul diametrului bolțului se face în acest caz cu relația:

$$d \cong 10^4 \sqrt{\frac{P}{n_2 \cdot R_b \cdot (1 - \xi) \cdot Z_b \cdot \sigma_{ai}}} \quad (11)$$

unde: ξ – coeficientul de corecție al danturii; R_b – raza de dispunere a bolțurilor.

Verificarea experimentală a relației de mai sus a fost în toate situațiile validată.

Rezultă de asemenea, grosimea bușei care se montează pe bolț și al cărei diametru exterior este egal, din motivele arătate, cu raza de curbură minimă a profilului, care corespunde din punct de vedere al rezistenței la presiunea de contact, cu încărcarea pe care o preia în funcționare.

Pentru a asigura straturilor superficiale ale elementelor în contact o rezistență maximă la oboseală, în afara celor stabilite și precizate anterior, trebuie avută în vedere și duritatea acestora, precum și adâncimea optimă a stratului durificat.

Utilizarea rațională a capacității de rezistență a materialelor bolțurilor se obține având în vedere corecta corelare a capacității portante a dintelui în secțiunea sa periculoasă cu capacitatea portantă a flancurilor pe suprafața de contact periculoasă.

Admitem posibila uzare a profilului cicloidal și a bușei bolțului, cu care acesta angrenează, până la limita capacității de încărcare a elementelor implicate în transmiterea forței, **respectiv momentului transmis, corespunzătoare unei valori date a coeficientului ξ .**

Pentru determinarea valorii uzurii liniare admisibile în cazul unei transmisii cu parametrii precizați, propunem relația:

$$h_{adm} = H_{adm} = \frac{0.5 \cdot R_b \cdot (\xi_{lim} - \xi)}{Z_b} \quad (12)$$

4. CONCLUZII

- Coeficientul de corecție limită ξ_{lim} este, după cum am precizat, valoarea acestuia la care se mai asigură încă transmiterea unui moment semnificativ; deci capacitatea de încărcare limită a transmisiei este satisfăcută.
- Determinarea acestuia se face având în vedere datele prezentate în prezentul articol și în lucrarea [4], cu precizarea că fiecare transmisie cicloidală cu R_b , Z_a și Z_b date, este caracterizată printr-o valoare limită a coeficientului de corecție al danturii.
- Pentru transmiterea cu precizie cinematică ridicată se recomandă alegerea coeficientului de corecție limită ξ_{lim} corespunzător valorii coeficientului de corecție caracteristic angrenajului majorat cu 0.1 ($\xi_{lim} = \xi + 0.1$).
- La stabilirea relației (12) s-a avut în vedere și influența deformațiilor elastice și a jocului radial în rulmentul central al transmisiei cicloidală prin intermediul căruia se transmite mișcarea de la arborele de intrare la satelit.
- Deplasarea relativă a inelelor rulmentului central dată de suma algebrică între deplasarea datorită deformației elastice sub sarcina de lucru și deplasarea datorită jocului, respectiv deplasarea radială a arborelui de intrare și a satelitului nu trebuie să conducă la imperfecțiuni ale contactului bolț-bucșă-dinte cicloidal care să afecteze capacitatea de încărcare a transmisiei.
- Se admite că uzura este repartizată proporțional (uniform) pe suprafața exterioară a bucșei și pe suprafața profilului dintelui cicloidal, caz în care uzura admisibilă a acestor elemente se consideră jumătate din valoarea calculată cu relația (12).
- Alezajul bucșei având condiții restrictive mai severe decât a celorlalte elemente nu trebuie să-și modifice dimensiunea efectivă, sub acțiunea factorilor tribologici, la o valoare care să implice schimbarea caracterului ajustajului inițial stabilit. În acest caz uzura admisibilă se va considera 1/3 din cea calculată cu relația (12).

BIBLIOGRAFIE

- [1] **Pavelescu, D.**, – *Tribologie*, EDP, București, 1977
- [2] **Pavelescu, D.**, - *Tribotehnică*, Ed. Tehnică, București, 1983
- [3] **Popinceanu, N.G.**, - *Probleme fundamentale ale contactului cu rostogolire*, Ed. Tehnică, București, 1985
- [4] **Petrescu, Fl.**, - *Contribuții la studiul frecării și uzării la angrenajele reductoarelor speciale folosite la mecanismele mașinilor de construcții*, Teză de doctorat, I.C.B., București, 1987
- [5] **Kudriavțev, V.N.**, - *Planetarnîe peredaci*, Mașghiz, Moskova - Leningrad, 1966