

Invenția se referă la construcția de mașini, în special la transmisiile planetare cu dinți de o capacitate portantă mare.

Este cunoscută transmisia planetară precesională, care include o roată dințată centrală fixă, un satelit cu role antrenat în mișcarea de precesie de arborele de intrare cu flanșă înclinată prin intermediul corpurilor de rulare, instalat pe un cuplaj cu bile legate cu arborele condus [1]. Însă transmisia menționată posedă capacitate portantă redusă.

Mai este cunoscut reductorul precesional, care include roți dințate centrale, bloc-satelit cu role, legat cu arborele condus prin intermediul unui cuplaj, mecanism de generare a mișcării de precesie [2]. Însă și acest reductor precesional posedă capacitate portantă redusă.

Problema pe care o rezolvă prezenta invenție este majorarea capacității portante a reductorului precesional.

Reductorul precesional, conform invenției, include roți dințate centrale, bloc-satelit cu role, mecanism de generare a mișcării de precesie, noutatea constând în aceea că blocul-satelit include două coroane cu același număr de role, situate sub un unghi al axoidului conic mare, de ambele părți ale cărora sunt amplasate două roți dințate centrale fixe cu același număr de dinți, totodată în butucul blocului-satelit sunt executate caneluri, centrul razei de curbura a fundului cărora este situat de altă parte a centrului de precesie.

Rezultatul invenției constă în majorarea capacității portante a reductorului prin transmiterea momentului de torsiune prin două fluxuri, reducerea forței axiale în angrenaje prin optimizarea profilului dinților și în transmiterea uniformă a momentului de torsiune de la blocul satelit la arborele condus.

Invenția se exprimă prin desenele din fig. 1...4, care reprezintă:

- fig. 1, schema reductorului precesional;
- fig. 2-4, schema de calcul al distanței dintre centrele de curbura ale canelurilor executate în butucul blocului-satelit și pe bușa sferică, legată cu arborele condus, în care:
 - fig. 2, poziția bilei în cazul lipsei înclinării bușelor;
 - fig. 3 (a și b), poziția bilei înclinată față de centrul O la unghiul $\theta/2$;
 - fig. 4 (a și b), poziția deplasării centrelor de curbura O1 și O2 în direcții opuse centrului O.

Reductorul planetar precesional include carcasă 1, în care este amplasat blocul-satelit 2 cu coroanele cu role 3 și 4, care angrenează corespunzător cu roțile centrale fixe 5 și 6. În blocul satelit 2 sunt executate canelurile 7, centrul razei de curbura a fundului cărora se află în centrul O1. În canelurile 7, de asemenea, în canelurile 8 ale bușei sferice 9, legate rigid cu arborele condus 10, centrul razei de curbura ale fundului canelurilor 8 fiind amplasat în punctul O2, sunt instalate bilele 11. Distanța dintre centrele O1 și O2 se calculează conform relațiilor (fig. 3, b):

$$OA_2 = OA \cos \frac{\theta}{2};$$

$$A_1A_2 = \frac{OA}{\cos \theta/2} - OA = OA \left(\frac{1}{\cos \theta/2} - 1 \right) = \frac{R+r}{2} \left(\frac{1 - \cos \theta/2}{\cos \theta/2} \right).$$

Pentru a asigura menținerea bilelor în planul bisector al unghiului de înclinare θ (echivalent cu apropierea A1A2 a centrului bilei de axa de rotație) este necesară deplasarea în direcții opuse de centrul O a centrelor de curbura O1 și O2. Dacă pornim de la ipoteza că $DD_1 = CC_1 = A_1A_2/2$, din ΔO_2OD_1 (fig. 4, b) valoarea OO_2 va fi:

$$OO_2 = \sqrt{R^2 - (R - D_1D)^2} = \sqrt{R^2 - R^2 + 2R \cdot D_1D} = \sqrt{2R \frac{(R+r)}{4} \left(\frac{1 - \cos \theta/2}{\cos \theta/2} \right) - \left[\frac{R+r}{4} \left(\frac{1 - \cos \theta/2}{\cos \theta/2} \right) \right]^2} =$$

$$\sqrt{\left[\frac{(R+r)}{4} \left(\frac{1 - \cos \theta/2}{\cos \theta/2} \right) \right] \cdot \left[\left(2R - \frac{R+r}{4} \right) \left(\frac{1 - \cos \theta/2}{\cos \theta/2} \right) \right]}.$$

În mod analogic se determină valoarea deplasării OO_1

$$OO_1 = \sqrt{\left[\frac{(R+r)}{4} \left(\frac{1 - \cos \theta/2}{\cos \theta/2} \right) \right] \cdot \left[\left(2r - \frac{R+r}{4} \right) \left(\frac{1 - \cos \theta/2}{\cos \theta/2} \right) \right]}.$$

În acest caz distanța O_1O_2 va fi egală cu

$$O_1O_2 = OO_1 + OO_2$$

Arborele motor 12 este executat cu flanșă înclinată 13 care interacționează cu butucul blocului satelit 2 prin intermediul corpurilor de rulare 14.

Reductorul precesional funcționează în modul următor. Mișcarea de rotație a arborelui motor 12 prin intermediul flanșei înclinată 13 și corpurilor de rulare 14 se transformă în mișcare de precesie, care se transmite blocului satelit 2 cu coroanele cu role 3 și 4, respectiv. Ca rezultat al angrenării coroarelor 3 și 4 ale satelitului 2 cu roțile dințate centrale fixe 5 și 6, respectiv, blocul satelit 2 se va roti cu turația:

$$\mathbf{n}_2 = \frac{\mathbf{n}_{12}}{\mathbf{i}}, \text{ unde } \mathbf{i} = -\frac{z_3}{z_5 - z_3},$$

deoarece $z_3=z_4$ și $z_5=z_6$, iar $z_3=z_5\pm 1$ sau $z_4=z_6\pm 1$.

Mișcarea de rotație redusă a blocului satelit 2 este transmisă arborelui condus 10 prin intermediul bilelor 11 amplasate în canelurile 7 ale butucului blocului satelit 2 și canelurile 8 ale bucșei sferice 9.

Executarea canelurilor 7 și 8 cu raze de curbură, centrele cărora O1 și O2 se află de ambele părți ale centrului de precesie la distanța O1O2, asigură menținerea bilelor 11 în planul bisector al unghiului de nutație al blocului satelit, fapt care asigură uniformitatea rotirii arborelui condus.

Astfel, reductorul precesional examinat asigură capacitate portantă ridicată în gabarite diametrale reduse și, de asemenea, mișcarea uniformă a arborelui condus. În același timp este asigurat un randament ridicat.

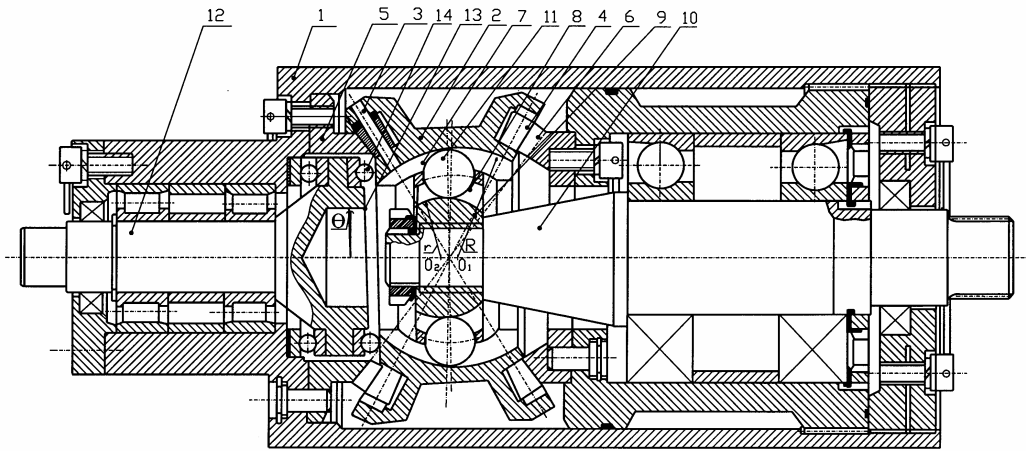


Fig. 1

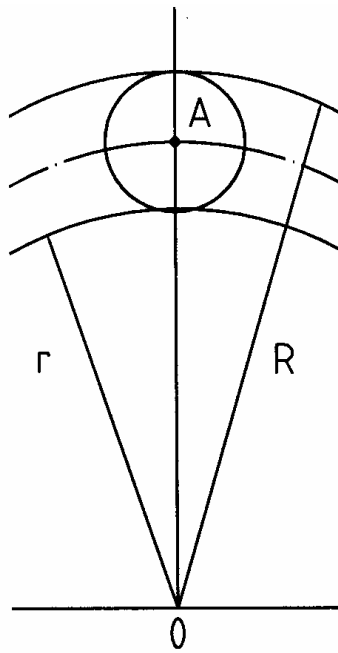
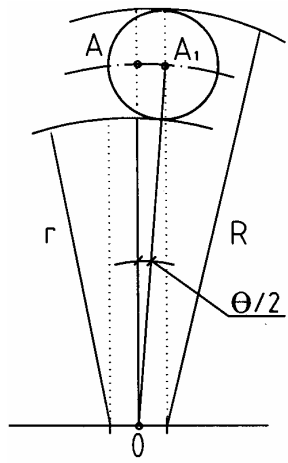
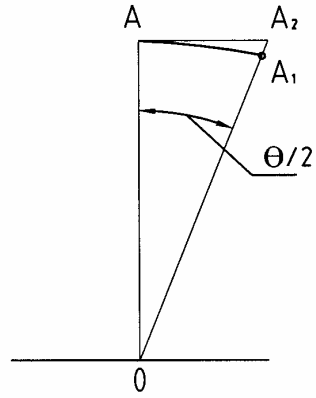


Fig. 2

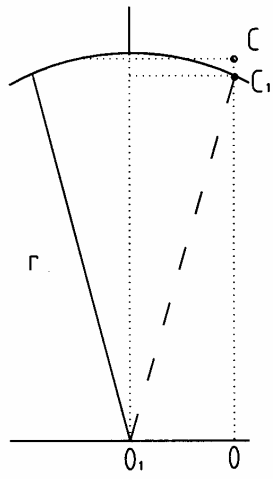


a)

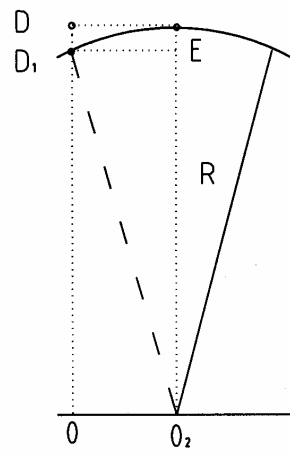


b)

Fig. 3



a)



b)

Fig. 4