

SIMULAREA MECANISMULUI DIN SISTEMUL DE DIRECTIE AL TRACTOARELOR PE ROTI

Cătălin BENEĂ

Universitatea Transilvania din Braşov, Facultatea de Inginerie Tehnologică,
route_66c@yahoo.com

Cuvinte cheie: steering mechanism, tractor, ADAMS

Abstract. To analyze and also simulate mechanisms a lot of software programs are being used, from Fortran, Basic, Pascal, C++ and continuing with computer aided design programs like Autocad, Euclid, Pro Ing etc) up until complete program packages like MultiBody systems (Adams, Plexus, Dymes etc). In this paper is presented the cinematic and dynamic analysis of trapezoid steering mechanism for agricultural wheels tractors with ADAMS program.

1. SCURTE CONSIDERAȚII PRIVIND ANALIZA ȘI SIMULAREA MECANISMELOR CU AJUTORUL SOFTURILOR

Simularea comportamentului cinematic al mecanismelor este cel mai abordabil. Modelul cinematic conține elementele mecanismului, legăturile dintre acestea și caracteristicile geometrice specifice mecanismului, fără a lua în considerare caracteristicile de masă și de forță.

Softurile MBS generează automat ecuațiile mișcării pe baza modelului descris de utilizator, model care conține informații asupra configurației geometrice și asupra stării inițiale a mecanismului. Rezolvarea sistemelor de ecuații se realizează automat, utilizând diverse formalisme de calcul. Simularea grafică se realizează prin prelucrarea unor fișiere ASCII generate de softul respectiv în fișiere binare [A1].

Un soft MBS foarte folosit în analizarea și simularea mecanismelor este ADAMS (Automatic Dynamic of Mechanical Systems). Acesta este un pachet de programe destinat analizei și optimizării dinamice a sistemelor mecanice multicorp, fiind realizat de firma Mechanical Dynamics.

2. SIMULAREA MODELULUI REALIZAT CU AJUTORUL SOFTULUI ADAMS

Mecanismul (fig.1) este tratat în ADAMS ca un ansamblu de corpuri conectate prin legături mecanice, elemente elastice și de amortizare. În acest program se pot modela corpurile, legăturile și elementele elastice cu ajutorul unor comenzi specifice. Dacă se dorește modelarea unor corpuri mai complexe acestea se pot modela în programe de proiectare mai avansate după care se exportă în ADAMS. Odată modelat sistemul acesta se rezolvă cu ajutorul ADAMS Solver. Aceasta etapă, și cea mai importantă de altfel, se realizează în întregime de către calculator. Dacă sistemul este corect din punct de vedere structural se vor obține anumite date care se vor prelucra obținându-se grafice și valori ce pot fi prelucrate în alte programe.

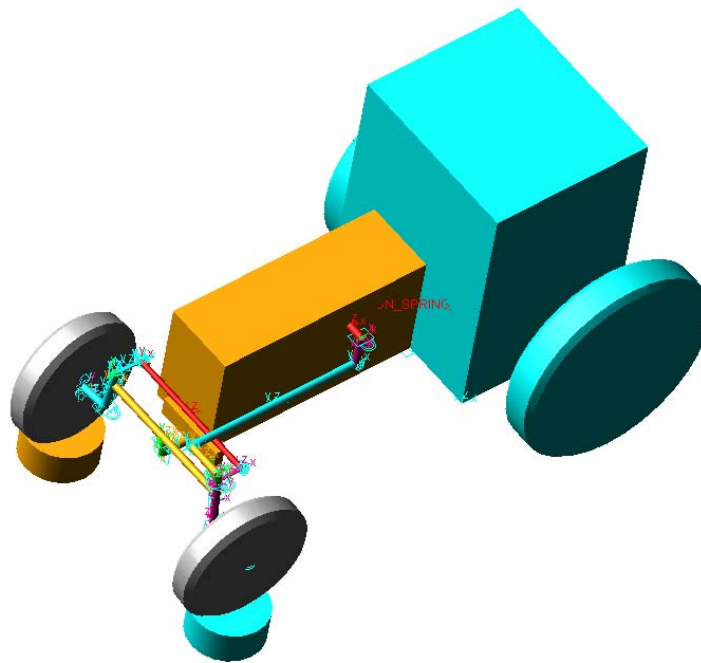


Fig.1 Modelul virtual realizat cu ajutorul softului ADAMS

Pentru proiectarea și analizarea cinematico dinamică a unui mecanism în softul ADAMS este necesar a se cunoaște parametrii geometrici, cinematici și dinamici care îl definesc. Definirea geometrică a unui mecanism de direcție se face extrăgând principalii parametri geometrici dintr-un desen de execuție sau dintr-o schemă cinematică (fig.2) sau pur și simplu măsurându-se efectiv acești parametri.

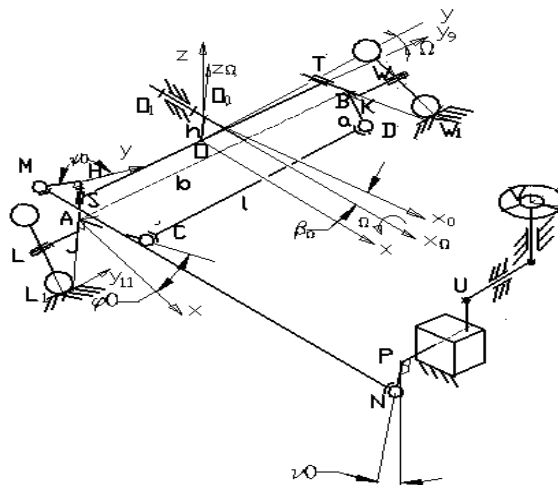


Fig.2 Schema mecanismului de direcție a unui tractor U 445

Astfel un mecanism de direcție tip trapez folosit la tractoarele U445 se definește prin următorii parametri geometrici: ampatamentul tractorului A_t , ecartamentul tractorului B_t , distanța dintre pivoți ST, lungimea levierului fuzetei AC, lungimea levierului de acționare a

fuzetei MH, lungimea pivotului $AJ = BK$, lungimea fuzetei $JL = KW$, raza roții directe R_d , lungimea levierului de acționare a casetei de direcție PN, lungimea barei de acționare MN, unghiul de fugă al pivotului α_0 , unghiul de înclinare transversală al pivotului β_0 , unghiul de convergență δ_0 , unghiul de cădere ζ_0 , unghiul de înclinare al levierului fuzetei față de axa Ox φ_0 .

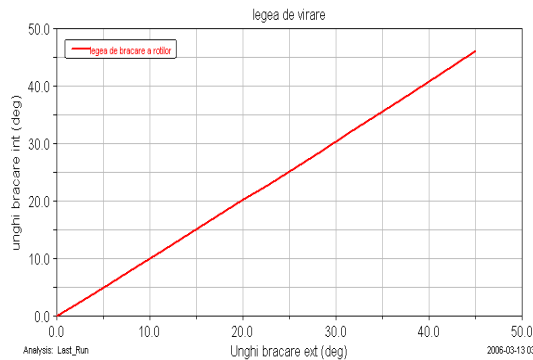


Fig.3 Legea de virare

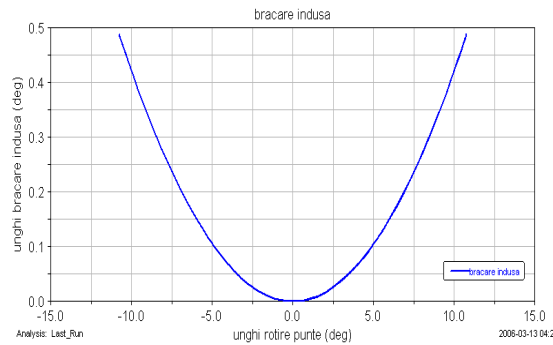


Fig.4 Bracarea indusă la balansarea punții

Ca parametrii cinematici se introduce mișcarea de comanda a mecanismului de acționare adică mișcarea de la ieșire din caseta de direcție precum și mișcarea de ridicare a unei roți corespunzătoare trecerii peste un obstacol.

Prin introducerea acestor parametri se obțin legea de virare a tractorului în cazul virării stânga-dreapta (fig.3), bracarea indusă dată de balansarea punții între limitele maxime admise de tampoanele tractorului (fig.4). Tot aici se mai poate obține valoarea unghiului de presiune dintre levierul de fuzetă și bara de direcție în timpul virajului (fig.5) sau în timpul trecerii peste obstacole la mers rectiliniu (fig.6).

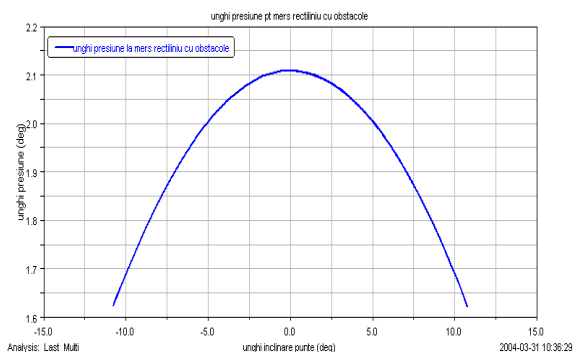
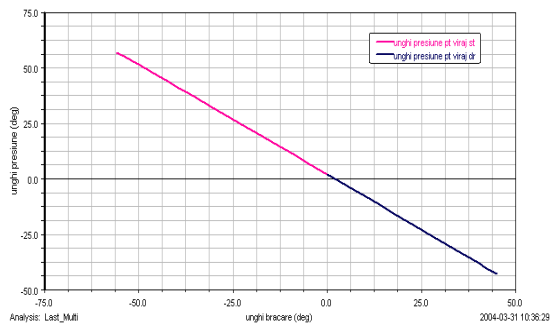


Fig.5 Unghiul de presiune la mers rectiliniu Fig.6 Unghiul de presiune la balansarea punții

Din aceste grafice se poate analiza cinematic mecanismul de direcție propus. Astfel legea de virare trebuie să fie cât mai apropiată de legea de virare a lui Ackermann, bracarea indusă să se încadreze între valorile $\pm 8^\circ \dots 10^\circ$. Cu cât valoarea braccării induse este mai mică cu atât solicitarea mecanismului la uzuri și tensionări precum și solicitarea conducătorului vehiculului este mai mică ceea ce este de dorit. Unghiul de presiune trebuie să fie mai mic

sau cel mult egal cu $60^\circ \dots 65^\circ$. Peste aceasta valoare există riscul ca mecanismul să se blocheze.

Ca parametrii dinamici sunt introduși greutatea tractorului precum și momentele de rezistență la roți. Momentul de rezistență la roți a fost luat după formula dedusă de A. Zomotor [3] și anume :

$$M_v = M_x \sin \alpha'_0 \sin \xi + M_y \sin \alpha'_0 \cos \xi + M_z \cos \alpha'_0 \quad (1)$$

unde :

$$M_x = e * Z \quad (2)$$

$$M_y = Z R_d \sin \xi \sin \Theta \quad (3)$$

$$M_z = X * e + Y * R_d \sin \alpha'_0 \sin \Theta \quad (4)$$

În aceste relații termenii folosiți au următoarea semnificație :

- $X = \varphi Z$ - rezistența la rulare ;
- F - lungimea fuzetei ;
- γ_0 - unghiul de cădere al roții ;
- α'_0 - unghiul spațial al pivotului ($\tan \alpha'_0 = \sqrt{\tan^2 \alpha_0 + \tan^2 \beta_0}$) ;
- α_0 - unghiul de înclinare laterală a pivotului ;
- β_0 - unghiul de fugă ;
- $Z = G_r$ - normala la roată ;
- Θ - unghiul de bracare al roții directoare ;
- ξ - unghiul dintre proiecția pivotului în plan orizontal și osia din față a vehiculului ;
- Y - componenta transversală a reacțiunii sol – pneu (forța laterală) datorată în general forței centrifuge a vehiculului ;
- M_x - momentul în jurul axei Ox ;
- M_y - momentul în jurul axei Oy ;
- M_z - momentul în jurul axei Oz .

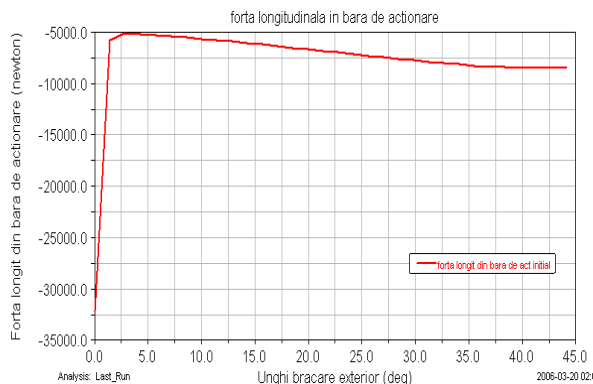


Fig.7 Forța longitudinală din bara de acț.

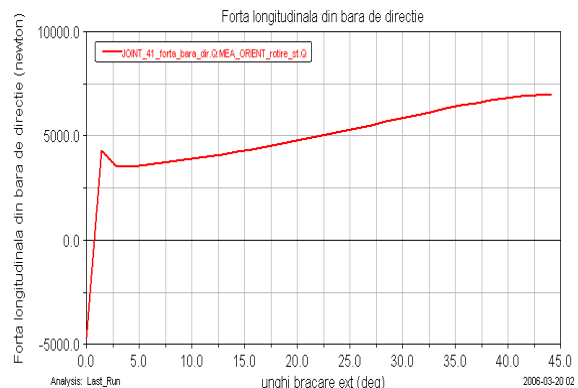


Fig.8 Forța longitudinală din bara de direcție

În figura 7 este prezentată variația forței longitudinale din bara de acționare în timpul virajului. În figura 8 este prezentată variația forței din bara de direcție în timpul virajului, iar în figura 9 se regăsește momentul la intrare în caseta de direcție în timpul virajului.

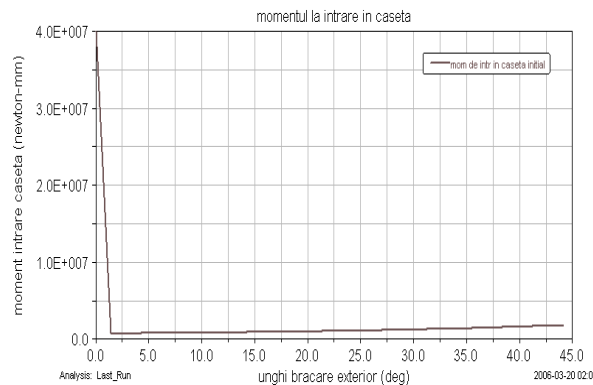


Fig. 9 Momentul la intrarea în caseta de direcție

Din aceste grafice se observă că la începutul procesului de virare, mecanismul de direcție este mult mai solicitat dinamic.

Pe baza acestor date obținute se poate face o optimizare cinematico-dinamică astfel încât mecanismul de direcție să se încadreze în limitele admisibile de funcționare.

3. CONCLUZII

În domeniul simulării se poate merge până la modelarea fidelă atât a componentelor mecanismului cât și a condițiilor de funcționare ale acestuia, ceea ce permite testarea rapidă a numeroase variante geometrico-constructive, în vederea optimizării mecanismului. Astfel, se elimină practic o mare parte din etapa de testare experimentală, proces scump și mare consumator de timp.

Cu ajutorul acestui soft se poate face o optimizare cinematico-dinamică astfel încât performanțele mecanismului să fie maxime. Astfel se pot reduce timpii și costurile de proiectare de produse noi.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Alexandru, C., Mecanisme articulate : Analiza - Sinteza - Simulare cinematica, Editura Universitatii 'Transilvania', Brasov, 2000.
- [2] Alexandru, P., Bobancu, S., Determinarea relatiilor de calcul ale fortelor din articulatiile si barele mecanismului de directie, Extras din Buletinul Universitatii din Brasov, vol XIV, Mecanica aplicata-Constructii de masini, Brasov, 1972.
- [3] Zomotor, A., Rechenverfahren zur Ermittlung der Ruckstellmomente am Achsenschenkel von Kraftfahrzeugen, ATZ, nr.2, 1963.
- [4] Fenton, J., Handbook of automotive powertrain and Chassis Design, Professional Engineering Publishing Limited, London, UK, 1998.
- [5] Pacejka, H., Tyre and vehicle dynamics, University of Technology, Delft, Olanda, 2000.