

BĂGNARU DAN GHEORGHE
STĂNESCU MARIUS MARINEL

**BĂGNARU DAN GHEORGHE
STĂNESCU MARIUS MARINEL**

**APLICAȚII ALE TRANSFORMATELOR
INTEGRALE LAPLACE ÎN ABORDAREA
TEORIILOR MODERNE ÎN DOMENIUL
VIBRAȚIILOR UNOR SISTEME MECANICE**



**Editura UNIVERSITARIA
Craiova, 2017**

Referenți științifici:

Prof.univ.dr. ing. Roșca Vâlcu

Prof.univ.dr. ing. Bică Marin

Copyright © 2017 Editura Universitaria

Toate drepturile sunt rezervate Editurii Universitaria

Descrierea CIP a Bibliotecii Naționale a României

BĂGNARU, DAN-GHEORGHE

Aplicații ale transformatelor integrale Laplace în abordarea teoriilor moderne în domeniul vibrațiilor unor sisteme mecanice / Băgnaru Dan

Gheorghe, Stănescu Marius Marinel. - Craiova : Universitaria, 2017

Conține bibliografie

ISBN 978-606-14-1230-3

I. Stănescu, Marius Marinel

PREFAȚĂ

Controlul și estimarea vibrațiilor și a nivelului de zgomot al sistemelor mecanice reprezintă o parte importantă în concepția noilor produse. Numeroase surse de vibrații pot exista într-un sistem, ca de exemplu, frecările și șocurile. Reductoarele cu angrenaje sunt în egală măsură surse de vibrații curente deoarece sunt frecvent utilizate în industrie. Ele fac obiectul a numeroase studii pentru caracterizarea comportamentului lor cinematic și dinamic. Există diverse abordări pentru modelarea vibrațiilor și a zgomotelor angrenajelor. Se întâlnesc, astfel, modele simplificate de corp rigid, modele multicorp flexibile sau modele exclusiv cu elemente finite 2D sau 3D. Literatura de specialitate scoate în evidență nevoia de a integra atât elasticitatea componentelor angrenajului cât și descrierile vibrațiilor acestuia într-un același model tridimensional de comportament dinamic. Deformațiile angrenajelor implică deformații, în special, localizate în apropierea contactelor care necesită o mare finețe.

Ca urmare, suntem încurajați să ne îndreptăm spre un model simplificat în raport cu modelele de elemente finite tridimensionale și care totuși rămâne suficient de precis în privința studiului elasticității elementelor aflate în angrenare, permițând în același timp integrarea și a geometriilor relativ complexe ale roților deformabile.

Așa cum am mai arătat deja, angrenarea apare ca principala sursă de excitație în componentele de transmisie a puterii.

Mișcările instantanee ale fiecărei roți sunt reprezentate de șase grade de libertate (trei translații și trei rotații).

Fluctuațiile erorii de transmisie și rigidității angrenării sunt principalele cauze ale excitațiilor asociate acesteia. În particular, pentru eroarea de transmisie, este indispensabil de a distinge efectele datorate deformațiilor elastice și efectele cinematice asociate angrenării pofilelor non conjugate. Există mai multe școli (vezi Blankenship & Singh, 1992) care utilizează aceste mărimi pentru a caracteriza interfața realizată prin angrenare.

În prezent activitățile de cercetare se concentrează pe dezvoltarea competențelor experimentale, teoretice și numerice multidisciplinare puse în

joc atunci când se concep structurile, elementele mașinilor sau, în general, sistemele mecanice. Scopul cercetării este de a îmbunătăți cunoștințele despre comportamentul materialelor și al structurilor, de a dezvolta modele și instrumente utile în procesul de proiectare a structurilor și mașinilor și de a valorifica o cultură tehnică în privința metodologiilor de analiză, de concepție și de fabricație. Aceste cercetări se sprijină pe domeniile științei materialelor, ale mecanicii neliniare a solidelor, fluidelor și sistemelor cuplate, ale acusticii, ale tehnicii de formare și de prelucrare, ale metodelor de măsurare experimentale și ale modelării numerice.

Lucrarea se adresează cercetătorilor care utilizează matematica superioară în domeniul vibrațiilor sistemelor mecanice.

Autorii

CAPITOLUL 1

INTRODUCERE

CERCETĂRI ÎN DOMENIUL VIBRAȚIILOR SISTEMELOR CU ROȚI DINȚATE

Controlul și estimarea vibrațiilor și a nivelului de zgomot al sistemelor mecanice reprezintă o parte importantă în concepția noilor produse. Numeroase surse de vibrații pot exista într-un sistem ca, de exemplu, frecările și șocurile. Reductoarele cu angrenaje sunt în egală măsură surse de vibrații curente deoarece sunt frecvent utilizate în industrie. Ele fac obiectul a numeroase studii pentru caracterizarea comportamentului lor cinematic și dinamic. Există diverse abordări pentru modelarea vibrațiilor și a zgomotelor angrenajelor. Se întâlnesc, astfel, modele simplificate de corp rigid, modele multicorp flexibile sau modele exclusiv cu elemente finite 2D sau 3D.

În literatură sunt întâlnite de obicei trei nivele de modelare a angrenajelor.

1. Modelele multicorpuri rigide care reprezintă reductorul ca un ansamblu de mase și de inerție conectate prin resoarte și amortizoare. Acest tip de modele este aplicat în în cazul reductoarelor epicycloidale cu dantură dreaptă [8] sau elicoidală [21].
2. Modele cu elemente finite [15], care permit o simulare foarte realistă a comportamentului fizic.
3. Modele multicorpuri flexibile [10]. Ele constau în suprapunerea unui model cu elemente finite peste un model clasic de corpuri rigide.

În [17] se prezintă, într-o abordare multidisciplinară, modelul mecanic simplificat pentru studiul vibroacustic al unui angrenaj, elementele angrenajului comportându-se ca niște solide rigide. Obiectivul acestei abordări îl constituie optimizarea unui produs mecatronic.

Aspectul timpilor simulării este capital pentru acest tip de analiză unde numărul de iterații poate fi semnificativ. Din acest motiv, a fost decisă modelarea reductorului prin abordarea de corpuri rigide. Totodată, necesitatea obținerii vibrațiilor pe suprafața exterioară a coroanei impune aplicarea metodei elementului finit pentru aceasta din urmă.

Prima parte a articolului arată modelarea obținută prin cuplarea multicorpurilor rigide cu elementele finite ale unui reductor epicycloidal.

A doua parte ilustrează modelarea multifizică cu Dymola. Se dorește aici modelarea unui reductor epicycloidal cu dantură dreaptă, propunându-se în acest scop un model hibrid multicorpurii rigide/elemente finite. Un model hibrid, mai complet, se găsește tratat în lucrarea [1].

Modelul propus în [17] se descompune în două părți:

- elementele interne: roata centrală (solară), cele trei planetare și satelitul;
- coroana.

Descompunerea aceasta este justificată de două adevăruri esențiale:

- folosirea modelului în cadrul procesului de optimizare impune timpi de calcul foarte reduși, deoarece ansamblul de elemente interne ale reductorului sunt modelate în ipoteza de corpuri rigide;
- studiul radiației acustice a reductorului reclamă cunoașterea câmpului accelerațiilor părții exterioare a coroanei, constrângere care este incompatibilă cu ipoteza de corp rigid, coroana fiind luată în considerare prin metoda elementului finit.

Se consideră, pentru simularea angrenării, doar gradele de libertate de rotație ale diferitelor roți. Coroana exterioară s-a considerat fixă și nedeformabilă.

În figura 1.1 se gestionează simularea angrenării prin modelul mecanic care conține un resort și un amortizor legați în paralel.

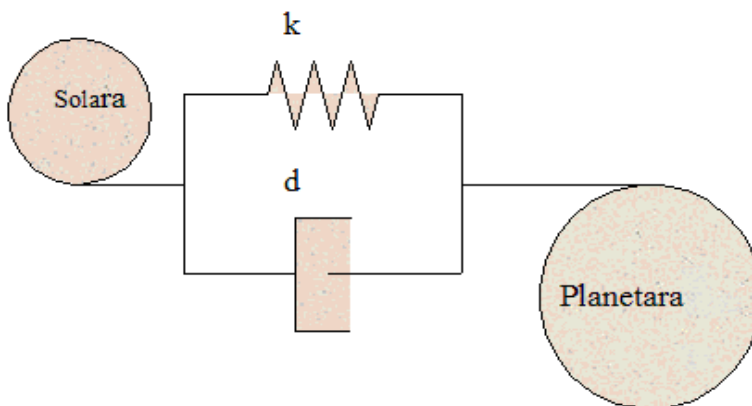


Fig.1.1

Modelul matematic al mișcării a putut fi scris sub forma matriceală:

$$M\ddot{q} + D\dot{q} + Kq = F,$$

matricea de inerție (matricea maselor) M , matricea de amortizare D și matricea de rigiditate K având respectiv reprezentările care urmează [1]:

$$M = \begin{bmatrix} M_s & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_{p1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{p2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M_{p3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_{p4} \end{bmatrix},$$

$$D = \begin{bmatrix} d_{sp} & -d_{sp1} & -d_{sp2} & -d_{sp3} & -d_{sp} \\ 0 & d_{sp1} + d_{rp1} & 0 & 0 & d_{sp1} - d_{rp1} \\ 0 & 0 & d_{sp2} + d_{rp2} & 0 & d_{sp2} - d_{rp2} \\ 0 & 0 & 0 & d_{sp3} + d_{rp3} & d_{sp3} - d_{rp3} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & d_{sp} + d_{rp} \end{bmatrix},$$

$$K = \begin{bmatrix} k_{sp} & -k_{sp1} & -k_{sp2} & -k_{sp3} & -k_{sp} \\ 0 & k_{sp1} + k_{rp1} & 0 & 0 & k_{sp1} - k_{rp1} \\ 0 & 0 & k_{sp2} + k_{rp2} & 0 & k_{sp2} - k_{rp2} \\ 0 & 0 & 0 & k_{sp3} + k_{rp3} & k_{sp3} - k_{rp3} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_{sp} + k_{rp} \end{bmatrix},$$

în care:

$$k_{sp} = \sum_{i=1}^3 k_{spi},$$

$$d_{sp} = \sum_{i=1}^3 d_{spi},$$

$$k_{rp} = \sum_{i=1}^3 k_{rpi},$$

$$d_{rp} = \sum_{i=1}^3 d_{rpi},$$

Se mai definește și unghiul:

$$\psi_i = \phi_i - \alpha.$$

Semnificația indicilor este:

- s, p_1, p_2, p_3 , reprezintă respectiv solară, cele trei planetare și port satelitul;
- sp_i reprezintă contactul între solară și planetară i ;
- r_{pi} reprezintă contactul între coroană și planetara i ;
- unghiul ϕ_i poziționează centrul planetarei i în reperul asociat port satelitului;
- α este unghiul de presiune.

Cum modelul este destinat studiului radiației acustice, este necesară determinarea vibrațiilor coroanei reductorului și, în particular, a suprafeței exterioare (învelișului exterior) a acesteia. Pentru a traduce comportamentul elastic al acestei coroane, autorii folosesc metoda elementului finit. Rețeaua 2D a coroanei este dată în figura 1.2.

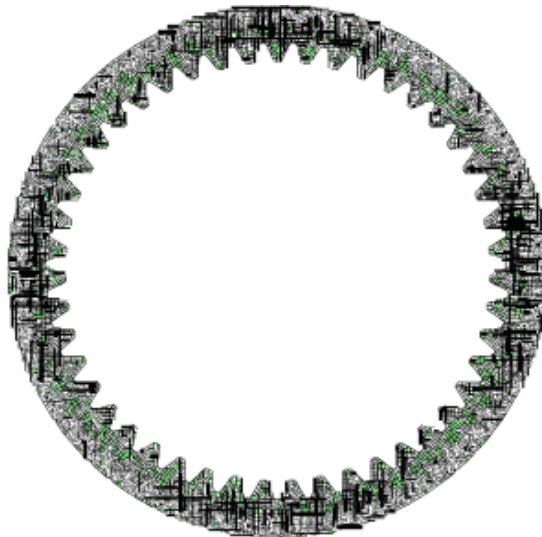


Fig. 1.2

Rețeaua 2D a coroanei (5292 de noduri)

În viziunea optimizării acestui sistem, problema timpului de simulare devine determinantă.

Pentru a reduce costul simulării, important modelelor cu elemente finite, se propune metoda lui Craig & Bampton pentru reducerea modelului [8].