



Transilvania
University
of Brasov

ȘCOALA DOCTORALĂ INTERDISCIPLINARĂ

Facultatea de Inginerie mecanică

Ing. Karim SHALABY

**Cinematica și dinamica transmisiilor cu lanț dințat pe
baza modelului pendulului analogic al lui Huygens**

**Kinematics and Dynamics of Inverted Tooth Chain
Drives based on Analogous Huygens Pendulum Model**

REZUMAT/ ABSTRACT

Conducător științific

Prof.dr.ing. Simona LACHE

BRAȘOV, 2018



UNIUNEA EUROPEANĂ



AMPOSDRU

Fondul Social European
POSDRU 2007-2013Instrumente Structurale
2007-2013

OIPOSDRU

Universitatea
Politehnica
Timișoara

Axa prioritară: 1 „Educația și formarea profesională în sprijinul creșterii economice și dezvoltării societății bazate pe cunoaștere”

Domeniul major de intervenție: 1.5 „Programe doctorale și postdoctorale în sprijinul cercetării”

Titlul proiectului: „Creșterea atractivității și performanței programelor de formare doctorală și postdoctorală pentru cercetători în științe inginerești - ATRACTING”, **Cod Contract:** POSDRU/159/1.5/S/137070

Beneficiar: Universitatea Politehnica Timișoara, **Partener:** Universitatea Transilvania din Brașov

Universitatea Transilvania din Brașov
Școala Doctorală Interdisciplinară
Facultatea de Inginerie mecanică

Ing. Karim SHALABY

Cinematica și dinamica transmisiilor cu lanț dințat pe baza modelului pendulului analogic al lui Huygens

Kinematics and Dynamics of Inverted Tooth Chain Drives based on Analogous Huygens Pendulum Model

REZUMAT/ ABSTRACT

Conducător științific

Prof.dr.ing. Simona LACHE

BRAȘOV, 2018

D-lui (D-nei)

COMPONENȚA

Comisiei de doctorat

Numită prin ordinul Rectorului Universității Transilvania din Brașov
Nr. 9362. din 06.09.2018

| | |
|------------------------|---|
| PREȘEDINTE: | Prof.dr.ing. Ioan Călin ROȘCA |
| CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC: | Prof.dr.ing. Simona LACHE |
| REFERENȚI: | Prof.dr.ing. Ioan DOROFTEI, Universitatea Tehnică Gheorghe Asachi din Iași Prof.dr.ing. Doina PÎSLĂ, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca Prof.dr.ing. Sorin VLASE, Universitatea Transilvania din Brașov |

Data, ora și locul susținerii publice a tezei de doctorat:

12 octombrie 2018, ora 12.00, sala U113.

Eventualele aprecieri sau observații asupra conținutului lucrării vă rugăm să le transmiteți în timp util, pe adresa karim.shalaby@unitbv.ro.

Totodată vă invităm să luați parte la ședința publică de susținere a tezei de doctorat.

Vă mulțumim.

CUPRINS (lb. română)

| | Pagină teză | Pagină abstractt |
|---|----------------|---------------------|
| CUVÂNT ÎNAINTE | 11 | 10 |
| 1. INTRODUCERE | 12 | 11 |
| 2. ANALIZA CRITICĂ A STADIULUI ACTUAL AL SISTEMELOR DE TRANSMISIE CU LANȚ | 15 | 14 |
| 2.1 Considerații generale | 15 | 14 |
| 2.2 Scurtă Istorie a transmisiilor cu lanț | 16 | 14 |
| 2.2.1 Transmisii cu lanț cu angrenare direct pe roată | 17 | 15 |
| 2.2.2 Transmisii cu lanț demontabil turnat | 17 | 15 |
| 2.2.3 Transmisii cu lanț turnat cu bolt de oțel | 18 | 15 |
| 2.2.4 Transmisii cu lanț de precizie cu role | 18 | 15 |
| 2.2.5 Transmisii cu lanț de oțel de mare rezistență | 21 | 15 |
| 2.2.6 Transmisii cu lanțuri silențioase | 22 | 15 |
| 2.3 Analiza critică a stadiului actual | 22 | 16 |
| 2.4 Concluziile analizei stadiului actual | 35 | 18 |
| 2.5 Scopul și obiectivele tezei de doctorat | 36 | 18 |
| 3. ANALIZA CINEMATICA A SISTEMULUI DE TRANSMISIE CU LANȚ DINȚAT DIN PENDULUL ANALOGIC AL LUI HUYGENS | 37 | 20 |
| 3.1 Considerații generale privind lanțurile dințate | 37 | 20 |
| 3.2 Abordarea teoretică | 40 | 21 |
| 3.3 Dezvoltarea modelului pendulului analogic al lui Huygens | 43 | 21 |
| 3.3.1 Dezvoltarea modelului pendulului analogic al lui Huygens în MapleSim | 43 | 21 |
| 3.3.2 Diagrama bloc pentru modelul matematic al pendulului analogic al lui Huygens | 47 | 22 |
| 3.4 Analiza cinematică a pendulului analogic al lui Huygens folosind abordarea | 49 | 23 |

| | | |
|---|-----------|-----------|
| numerică..... | | |
| 3.4.1 Dezvoltarea modelului în MSC Adams..... | 49 | 23 |
| 3.4.2 Descrierea analizei cinematice..... | 51 | 24 |
| 3.4.3 Rezultate și discuții..... | 52 | 24 |
| 3.5 Analiza cinematică a pendulului analogic al lui Huygens pe baza datelor experimentale..... | 60 | 26 |
| 3.5.1 Dezvoltarea instalației experimentale..... | 60 | 26 |
| 3.5.2 Rezultate experimentale și discuții..... | 61 | 27 |
| 3.6 Corelarea rezultatelor numerice cu datele experimentale..... | 62 | 27 |
| 3.6.1 Rezultate experimentale și discuții..... | 62 | 27 |
| 3.6.2 Rezultate ale simulărilor și discuții..... | 65 | 28 |
| 3.6.3 Corelarea simulărilor numerice cu rezultatele experimentale..... | 67 | 29 |
| 3.6.4 Determinarea factorului de amortizare a contactului..... | 68 | 30 |
| 3.7 Concluzii..... | 73 | 31 |
| 4. STUDIUL FORȚELOR DE CONTACT ÎN LANȚUL DINȚAT DIN PENDULUL ANALOGIC AL LUI HUYGENS PRIN ABORDAREA SISTEMELOR MULTICORP..... | 74 | 32 |
| 4.1 Studiul forțelor de contact în transmisiile cu lanț dințat. Fundamente teoretice..... | 74 | 32 |
| 4.2 Determinarea forțelor de contact prin abordarea numerică..... | 82 | 32 |
| 4.2.1 Stabilirea modelului în MSC Adams..... | 83 | 32 |
| 4.2.2 Calculul numeric în MSC Adams..... | 84 | 33 |
| 4.2.3 Rezultate și discuții..... | 86 | 33 |
| 4.3 Concluzii..... | 93 | 36 |
| 5. ANALIZA DINAMICA A SISTEMULUI DE TRANSMISIE CU LANȚ DINȚAT DIN PENDULUL ANALOGIC AL LUI HUYGENS PE BAZA ABORDARII SISTEMELOR MULTICORP..... | 94 | 37 |

| | | |
|--|------------|-----------|
| 5.1 Considerații generale | 94 | 37 |
| 5.2 Fundamente teoretice | 94 | 37 |
| 5.2.1 Definirea sistemului de corpuri flexibile | 94 | 37 |
| 5.2.2 Abordarea teoretică a forțelor de contact | 97 | 37 |
| 5.3 Modelarea numerică a pendulului analogic al lui Huygens | 97 | 38 |
| 5.3.1 Sisteme de corpuri flexibile în MSC Adams | 97 | 38 |
| 5.3.2 Abordarea teoretică în MSC Adams | 98 | 38 |
| 5.3.3 Metoda superpoziției modurilor | 99 | 438 |
| 5.3.4 Dezvoltarea modelului numeric al pendulului analogic al lui Huygens. în MSC Adams | 100 | 38 |
| 5.3.5 Contacte în MSC Adams | 101 | 39 |
| 5.3.6 Rezultate și discuții | 102 | 39 |
| 5.4 Concluzii | 108 | 42 |
| 6. ANALIZA MODALĂ ȘI DETERMINAREA COEFICIENTULUI DE AMORTIZARE AL UNEI ZALE DIN LANȚUL DINȚAT | 110 | 44 |
| 6.1 Considerații generale | 110 | 44 |
| 6.2 Modelarea și analiza numerică | 111 | 44 |
| 6.2.1 Modelarea și analiza prin metoda sistemelor multicorp | 111 | 44 |
| 6.2.2 Modelarea și analiza prin metoda elementelor finite | 113 | 46 |
| 6.2.3 Rezultate și discuții | 114 | 47 |
| 6.3 Determinarea coeficientului de amortizare al unei zale din lanțul dințat | 116 | 48 |
| 6.4 Concluzii | 119 | 50 |
| 7. CONCLUZII GENERALE ȘI CONTRIBUȚII ORIGINALE | 120 | 51 |
| BIBLIOGRAFIE | 124 | 55 |
| CV | 132 | 59 |

CONTENT (English)

| | Pg. thesis | Pg. abstract |
|--|---------------|-----------------|
| FOREWORD | 11 | 10 |
| 1. INTRODUCTION | 12 | 11 |
| 2. CRITICAL REVIEW OF THE STATE OF THE ART ON CHAIN DRIVE SYSTEMS | 15 | 14 |
| 2.1 General Considerations | 15 | 14 |
| 2.2 Brief History of Chains | 16 | 14 |
| 2.2.1 Cog Chains | 17 | 15 |
| 2.2.2 Cast Detachable Chains | 17 | 15 |
| 2.2.3 Cast Pintle Chains | 18 | 15 |
| 2.2.4 Precision Roller Chains | 18 | 15 |
| 2.2.5 Engineering Steel Chains | 21 | 15 |
| 2.2.6 Silent Chains | 21 | 15 |
| 2.3 Critical Review of The State of The Art | 22 | 16 |
| 2.4 Conclusions of The State-of-The-Art Review | 35 | 18 |
| 2.5 Research Goals and Objectives | 36 | 18 |
| 3. KINEMATIC ANALYSIS OF THE INVERTED TOOTH CHAIN SYSTEM OF AN ANALOGOUS HUYGENS PENDULUM | 37 | 20 |
| 3.1 General Considerations on Inverted Tooth Chains | 37 | 20 |
| 3.2 The Theoretical Approach | 40 | 21 |
| 3.3 The Analogous Huygens Pendulum Model Development | 43 | 21 |
| 3.3.1 Model Development of the Analogous Huygens Pendulum in MapleSim | 43 | 21 |
| 3.3.2 Block diagram of an Analogous Huygens Pendulum | 47 | 22 |
| 3.4 The Kinematic Analysis of an Analogous Huygens Pendulum Using the Numerical Approach | 49 | 23 |
| 3.4.1 Developing the Model in MSC Adams | 49 | 23 |

| | | |
|---|-----------|-----------|
| 3.4.2 Description of the Kinematic Analysis..... | 51 | 24 |
| 3.4.3 Results and Discussions..... | 52 | 24 |
| 3.5 Kinematic Analysis of the Analogous Huygens Pendulum Based on Experimental Data..... | 60 | 26 |
| 3.5.1 The Experimental Settings..... | 60 | 26 |
| 3.5.2 Experimental Results and Discussions..... | 61 | 27 |
| 3.6 Correlation of the Numerical Results with the Experimental Data..... | 62 | 27 |
| 3.6.1 Experimental Results and Discussions..... | 62 | 27 |
| 3.6.2 Simulation Results and Discussions..... | 65 | 28 |
| 3.6.3 Correlation of the Numerical Simulations with the Experiments..... | 67 | 29 |
| 3.6.4 Contact Damping Factors and Reconstruction of Oscillations..... | 68 | 30 |
| 3.7 Conclusions..... | 73 | 31 |
| 4. THE STUDY OF CONTACT FORCES IN INVERTED TOOTH CHAINS ON THE ANALOGOUS HUYGENS PENDULUM USING THE RIGID BODY APPROACH..... | 74 | 32 |
| 4.1 Study of Contact Forces in Inverted Tooth Chains. The Theoretical Background..... | 74 | 32 |
| 4.2 The Determination of Contact Forces by the Numerical Approach..... | 82 | 32 |
| 4.2.1 Setting Up the Model in MSC Adams..... | 83 | 32 |
| 4.2.2 Theory Based Calculation of Contact Forces in MSC Adams..... | 84 | 33 |
| 4.2.3 Results and Discussions..... | 86 | 33 |
| 4.3 Conclusions..... | 93 | 36 |
| 5. DYNAMIC ANALYSIS OF THE INVERTED TOOTH CHAIN SYSTEM OF AN ANALOGOUS HUYGENS PENDULUM USING FLEXIBLE BODY APPROACH..... | 94 | 37 |
| 5.1 General Considerations..... | 94 | 37 |
| 5.2 Theoretical Background..... | 94 | 37 |
| 5.2.1 Flexible Body Definition..... | 94 | 37 |

| | | |
|--|-----|-----|
| 5.2.2 Theoretical Approach of Contact Forces | 97 | 37 |
| 5.3 Numerical Modelling of the A.H.P. | 97 | 38 |
| 5.3.1 Flexible Bodies in MSC Adams | 97 | 38 |
| 5.3.2 Theoretical background of MSC Adams software | 98 | 38 |
| 5.3.3 The Modal Superposition Theory | 99 | 438 |
| 5.3.4 Developing the Numerical Model of the A.H.P. in MSC Adams | 100 | 38 |
| 5.3.5 Contacts in MSC Adams | 101 | 39 |
| 5.3.6 Results and Discussions | 102 | 39 |
| 5.4 Conclusions | 108 | 42 |
| 6. MODAL ANALYSIS AND DAMPING CHARACTERISTICS OF THE I.T. CHAIN | | |
| PLATES | 110 | 44 |
| 6.1 General Considerations | 110 | 44 |
| 6.2 The Numerical Modelling and Analysis | 111 | 44 |
| 6.2.1 Modeling and Analysis Using the Multibody Approach | 111 | 44 |
| 6.2.2 Modeling and Analysis Using the Finite Element Approach | 113 | 46 |
| 6.2.3 Results and Discussions | 114 | 47 |
| 6.3 Damping Characteristics of an I.T.C. Plate | 116 | 48 |
| 6.4 Conclusions | 119 | 50 |
| 7. GENERAL CONCLUSIONS AND ORIGINAL CONTRIBUTIONS | 120 | 51 |
| REFERENCES | 124 | 55 |
| CV | 132 | 59 |

Cuvânt înainte

Această teză de doctorat, intitulată „Cinematica și dinamica transmisiilor cu lanț dințat pe baza modelului pendulului analogic al lui Huygens”, a reprezentat pentru mine o călătorie educațională interesantă, plină de provocări și realizări.

Lucrarea a fost inspirată de activitatea profesorului dr. ing. Șerban Bobancu de la Universitatea Transilvania din Brașov, din momentul în care mi-a prezentat pentru prima oară modelul pendulului analogic al lui Huygens. Mi-a incitat curiozitatea și pasiunea pentru a descoperi comportarea transmisiilor mecanice utilizând metode neconvenționale. Consider că încercarea de a reduce nivelul vibrațiilor acestora ar duce la o mai bună înțelegere a caracteristicilor transmisiilor cu lanț dințat și la o performanță îmbunătățită a respectivului sistem mecanic.

Adresez mulțumiri deosebite conducătorului meu științific, prof. dr. ing. Simona Lache, care a crezut în mine și m-a călăuzit pe parcursul cercetării cu multă răbdare și în toate aspectele pe care le-a presupus această activitate. Am beneficiat foarte mult de experiența și exigența sa științifică.

Doresc să-i mulțumesc dr. ing. Radu Plămădeală de la Schaeffler România S.R.L. care m-a inspirat de-a lungul discuțiilor noastre profesionale și m-a încurajat pe tot parcursul doctoranturii.

În timpul elaborării lucrării mele de doctorat am avut ocazia de a efectua experimente pe pendulul analogic al lui Huygens prin bunăvoința Schaeffler România S.R.L. Aș dori să le mulțumesc colegilor mei de la Schaeffler care mi-au oferit sprijinul necesar pentru efectuarea cercetărilor experimentale.

Le mulțumesc membrilor comisiei științifice de îndrumare, prof. dr. ing. Gheorghe Mogan, prof. dr. ing. Sorin Vlase și șef lucr. dr. ing. Marian Velea, care m-au sfătuit și au discutat temeinic munca mea și au avut o mare contribuție la dezvoltarea mea profesională. Le sunt, de asemenea, recunoscător prof. dr. ing. Doina Pîslă, prof. dr. ing. Ioan Doroftei și prof. dr. ing. Sorin Vlase pentru că au acceptat să analizeze teza și să-mi transmită feedback-ul dumnealor valoros.

Aș dori, de asemenea, să-i mulțumesc mamei mele și dragilor săi prieteni, pentru sprijinul lor constant pe parcursul dezvoltării și finalizării lucrării.

În cele din urmă, vreau să dedic această teză răposatei mele bunici, prof. Letiția Bolbocianu, care a crezut în mine.

Mulțumiri

Această lucrare a fost finanțată parțial prin proiectul strategic POSDRU/ 159/1.5/S/137070 (2014) al Ministerului Muncii, Familiei și Protecției Sociale din România, cofinanțat de Fondul Social European - Investiția în oameni, Programul Operațional Sectorial Dezvoltarea Resurselor Umane 2007-2013.

1.

Introducere

Sistemele de transmisii mecanice au fost utilizate de la începutul timpului. Omul, în încercarea de a-și ușura viața, a avut întotdeauna tendința de a inventa mașini. Sistemele de transmisii primitive au ajutat la construirea clădirilor civilizațiilor antice și ca mijloace de transport. Puterea omului nu a fost suficientă pentru a ridica obiecte grele nici pentru perioade scurte de timp și nici pe distanțe lungi, astfel că sistemele de transmisii mecanice au apărut ca o modalitate de depășire a limitelor naturale ale omului.

Sistemele de transmisie cu lanț sunt sisteme mecanice care pot transforma mișcarea de rotație în mișcare de translație. Ele au multe avantaje, cum ar fi prețul relativ scăzut în comparație cu alte sisteme de transmisie. Ele sunt ușor de întreținut, au o durată lungă de viață și pot fi utilizate pentru aplicații diverse, cum ar fi: transportoare industriale, aplicații militare, industria farmaceutică și industria de automobile.

Din perioada revoluției industriale, sistemele de transmisii mecanice, asemeni altor sisteme mecanice, au fost alimentate cu diverse surse de energie, cum ar fi cărbunele, petrolul sau gazele naturale. Dar, arderea petrolului sau a gazelor naturale duce la poluare, un alt dezavantaj al acestor surse fiind și faptul că ele sunt resurse neregenerabile. În zilele noastre, pentru alimentarea sistemelor de transmisii mecanice se utilizează, în principal, energia electrică.

Sistemele de transmisie cu lanț au și ele unele neajunsuri, din cauza vibrațiilor și zgomotelor provocate de contactele zalelor lanțului cu pinionul, pe de o parte, și de contactul zalelor lanțului cu dispozitivele de întindere care ghidează mișcarea lanțului, pe de altă parte.

Vibrațiile și zgomotele apărute în aceste sisteme indică faptul că o formă de energie este transformată într-o altă energie, nedorită pentru o anumită aplicație. În cazul de față, energia cinetică este transformată în energie acustică sau în energie termică conform teoriei conservării energiei. Vibrațiile și zgomotele reprezintă cauza pentru care un sistem mecanic în mișcare nu funcționează la capacitate maximă. Prin urmare, pentru asigurarea unei mișcări constante a unui sistem dinamic, este important ca semnalul produs de sursa de energie utilizată în transmisie să fie fără zgomote. Transformarea energiei poate schimba starea unui material utilizat în construcția unui sistem de transmisie, producând vibrații dăunătoare și zgomote. Acestea pot, de asemenea, indica faptul că este nevoie de mai multă energie pentru a genera mișcarea pentru aplicația în cauză. Deoarece combustibilul, în general, este o resursă limitată, există o tendință globală de a-l păstra pentru a nu risipi energie. De asemenea, este încurajată utilizarea surselor regenerabile de energie pentru a evita disconfortul și problemele de sănătate din viața noastră de zi cu zi.

Sistemele de transmisie cu lanț dințat (Inverted Tooth Chain - I.T.C.) sunt fiabile și sunt caracterizate ca având vibrații mai scăzute comparativ cu alte sisteme de transmisie cu lanț. Unul dintre elementele principale ale sistemelor I.T.C. este că au potențial mare față de celelalte sisteme de transmisie cu lanț, deoarece sunt mult mai silențioase. Ele pierd mai puțină energie în timpul mișcării în comparație cu alte tipuri de lanțuri, îmbunătățind astfel calitatea generală a mișcării mecanice transmise. Prin

urmare, acestea sunt utilizate la transportoarele industriale de mare viteză și în aplicații care necesită stabilitate ridicată.

Mulți cercetători au studiat sistemele de transmisie cu lanț dințat, fie în mișcare rapidă, fie într-o formă statică, încercând să găsească forțele induse în timpul mișcării. Ei au încercat, de asemenea, să minimizeze neregularitățile apărute în timpul mișcării. Din preocupările de reducere a vibrațiilor și a zgomotelor a apărut ideea de a descoperi cum să se minimizeze neregularitățile cauzate în timpul mișcării zalelor lanțului dințat în jurul pinionului, într-un sistem de transmisie cu lanț dințat. Prin urmare, lucrarea de față își propune să studieze sistemul de transmisie cu lanț dințat printr-o metodă neconvențională, respectiv utilizarea pendulului analogic al lui Huygens (Analogous Huygens Pendulum - A.H.P.). Pendulul analogic al lui Huygens se caracterizează prin mișcările lente, care contribuie la studiul cinematicii și dinamicii lanțului dințat în diferite poziții unghiulare, în timpul cuplării și decuplării dintre zale și pinion.

În cele ce urmează este descris, pe scurt, conținutul lucrării.

În capitolul al doilea se prezintă o scurtă istorie a sistemelor de transmisie cu lanț și a dezvoltării acestora, urmată de o analiză critică a stadiului actual al cercetărilor din domeniu. La finalul capitolului sunt formulate scopul și obiectivele tezei de doctorat.

Capitolul al treilea tratează analiza cinematică a sistemului de transmisie cu lanț dințat din pendulul analogic al lui Huygens, pe baza abordării teoriei sistemelor multicorp. Modelul este elaborat cu ajutorul instrumentelor CAD. Totodată, se propune un model matematic de tip diagramă bloc, care să permită descrierea, într-o manieră simplă, a comportării lanțului dințat din punct de vedere cinematic. Modelul CAD este apoi exportat într-un program software specific analizei prin metoda sistemelor multicorp. Abordarea multicorp este utilizată pentru a identifica deplasarea zalelor marcate; astfel se poate determina oscilația lanțului dințat față de pinionul din pendulul analogic al lui Huygens. Alături de abordarea numerică, analiza cinematică se realizează și prin metoda experimentală. Modelul numeric este validat pe baza corelării rezultatelor numerice cu datele experimentale. Datele experimentale sunt, de asemenea, folosite pentru îmbunătățirea modelului numeric.

În capitolul al patrulea se realizează un studiu al forțelor de contact în lanțul dințat al pendulului analogic al lui Huygens, considerând corpurile în contact ca fiind rigide. Forțele de contact sunt împărțite în forțe de contact normale și forțe de contact tangențiale și sunt calculate pe baza teoriei cunoscute: forțele de contact normale - utilizând legea hertziană modificată pentru forțele de contact, iar forțele de contact tangențiale - pe baza legii lui Coulomb pentru forțele de frecare.

Capitolul al cincilea tratează analiza dinamică a lanțului dințat al pendulului analogic al lui Huygens, considerând corpurile în contact ca fiind flexibile. Se face uz de teoria sistemelor multicorp flexibile, zalele lanțului dințat fiind împărțite în noduri și elemente. Corpurile flexibile (deformabile) utilizează deplasările modale ale nodurilor ca indicator al efectului mediului extern asupra zalelor lanțului. Analiza dinamică a lanțului dințat din pendulul analogic al lui Huygens utilizând metoda sistemelor multicorp flexibile contribuie la evaluarea deplasărilor nodurilor unei zale din componența lanțului, deplasări datorate forțelor de contact dintre zale și pinion.

În capitolul al șaselea se realizează analiza modală a lanțului dințat din pendulul analogic al lui Huygens. După identificarea "punctelor critice" ale zalei datorate forțelor de contact aplicate, respectiv după determinarea frecvențelor ei proprii cu ajutorul unui program software de elemente

finite, se stabilește o corelație între tensiunile principale maxime și răspunsul în frecvență. În continuare se determină caracteristicile de amortizare ale zalelor lanțului dințat, cunoscând deplasările unghiulare și derivatele acestora (viteze, accelerații) din analiza cinematică, dar și rigiditatea lor. Rezultatul acestui studiu permite analiza amortizării sistemului în funcție de viteza de deplasare a zalelor în lanțul dințat.

În capitolul al șaptelea sunt formulate concluziile generale ale tezei alături de posibile cercetări viitoare și contribuțiile personale ale autorului.

2.

Analiza critică a stadiului actual al sistemelor de transmisii cu lanț

2.1 Considerații generale

Un lanț de transmisie este un mecanism ce permite transferul puterii mecanice între două puncte, reprezentând, de exemplu, un mijloc de deplasare la biciclete, motociclete și autovehicule. Este, de asemenea, sursa declanșatoare a funcționării pentru diferite tipuri de echipamente.

În mod obișnuit, o transmisie cu lanț funcționează pe baza unei surse de alimentare, de obicei un sistem cu motor sau pedală. Sursa de alimentare rotește o roată dințată cunoscută sub numele de pinion în jurul căruia este introdus un lanț special proiectat în acest sens. Pe măsură ce pinionul se rotește, dinții se fixează în lanț, determinând rotirea lui în jurul pinionului. La celălalt capăt este o a doua roată dințată care transformă energia mecanică furnizată de lanțul de transmisie în forța dorită (Green, 1996).

Principalele avantaje ale utilizării sistemelor de transmisie cu lanț sunt: 1 - sunt mult mai ieftine decât sistemele de transmisie cu trepte de viteze (deși relativ mai scumpe decât sistemele de transmisie cu curele); 2 - permit funcționarea la sarcini mai mari decât alte tipuri de transmisii.

În acest capitol este prezentată o scurtă istorie a sistemelor de transmisie cu lanț, arătând evoluția lor și de ce este important să le îmbunătățim. În continuare se realizează o analiză critică a stadiului actual al domeniului, în scopul identificării problemei principale de cercetare tratată în prezenta teză de doctorat.

2.2 Scurtă istorie a transmisiilor cu lanț

Lanțurile au fost folosite de secole pentru a face mașinile să funcționeze și pentru a deplasa materiale pe benzi transportoare și în elevatoare. Încă din 225 î.Hr., Philo a descris un elevator pentru apă având transmisia cu lanț (American Chain Association, 2006). Prima transmisie cu lanț care asigură un flux continuu de putere a fost descrisă în tratatul orologic al dinastiei Song (960-1279) de către inginerul chinez Su Song (1020-1101 d.Hr.). El a folosit-o pentru a face să funcționeze sfera armilară a turnului său cu ceas astronomic, precum și figurinele ceasului care prezentau ora zilei, lovind mecanic gonguri și tobe (Eedham, 1986). Transmisia cu lanț a fost alimentată prin intermediul lucrărilor hidraulice ale rezervorului de apă cu ceas și a roții de apă ale lui Su, aceasta din urmă acționând ca un angrenaj de mare dimensiune (Eedham, 1986).

2.2.1 Transmisii cu lanț cu angrenare direct pe roată

Lanțul cu angrenare direct pe roată (American Chain Association, 2006) a fost dezvoltat la începutul anilor 1800 pentru a transmite puterea sau mișcarea axurilor roților de transmisie către lifturile de apă, războaiele de țesut și mașinile de recoltat.

2.2.2 Transmisii cu lanț demontabil turnat

Lanțul demontabil turnat (American Chain Association, 2006) a fost introdus în 1873 și a rezolvat multe dintre problemele lanțului dințat.

2.2.3 Transmisii cu lanț turnat cu bolț de oțel

Lanțul turnat cu bolț de oțel este strămoșul direct atât al lanțului standard cu role cât și al celui din oțel de mare rezistență. A fost descris ca având un design de "butoi închis", secțiuni de zală mai grele și știfturi de oțel.

2.2.4 Transmisii cu lanț de precizie cu role

La câțiva ani după introducerea lanțului demontabil, a fost lansat un lanț cu toate piesele din oțel, pentru biciclete. Un brevet pentru lanțul cu role a fost emis în 1880, marcând începutul industriei lanțurilor cu role.

2.2.5 Transmisii cu lanț de oțel de mare rezistență

Lanțurile din oțel de mare rezistență au fost introduse pentru prima dată în anii 1880 (American Chain Association, 2006). Acestea au fost create pentru a obține o putere mai mare, viteză și rezistență la șocuri, dar și pentru un control dimensional mai bun decât cel care ar putea fi obținut de la lanțurile turnate cu bolț de oțel.

2.2.6 Transmisii cu lanțuri silențioase

Proiecte timpurii ale lanțurilor silențioase pot fi găsite încă din anii 1500, în schițele lui Leonardo da Vinci. Cu toate acestea, prima aplicație comercială a lanțurilor silențioase s-a înregistrat în 1843 odată cu lansarea SS Great Britain. Sir Isambard Brunel a supravegheat construirea corabiei "The Great Britain" (Marea Britanie), ce a reprezentat un proiect revoluționar în multe privințe în construirea unei corăbii.

Pe parcursul secolului XX s-au realizat progrese cu privire la calitatea materialului, tehnologia de obținere și design-ul lanțului, ceea ce a contribuit la creșterea performanțelor privind sarcina transmisă și viteza lanțului silențios. Acest lucru a dus la utilizarea lui în numeroase aplicații industriale, în special în cele care necesită o transmisie compactă, de mare viteză, silențioasă (de exemplu, în industria automobilelor).

2.3 Analiza critică a stadiului actual

Sistemele de transmisie cu lanț silențios, de asemenea cunoscute în literatura de specialitate ca sisteme de transmisie cu lanț dințat (Inverted Tooth Chain), constau din două zale interioare, o zală intermediară și două zale exterioare. Zalele interioare și intermediare sunt cunoscute pentru că au un profil dințat inversat. Zalele exterioare sunt asemănătoare celor din lanțurile cu role sau lanțurile cu bușe. Spre deosebire de acestea din urmă, sistemele de transmisie cu lanț dințat nu depind de contactele bușelor sau rolor cu pinionul. Datorită profilului logaritmice al zalelor și al dintelui pinionului, este dificil de determinat poziția de impact, contactul realizându-se pe o suprafață.

Sistemele de transmisie cu lanț dințat se confruntă încă cu multe probleme din cauza contactului zalelor cu pinionul, ceea ce determină vibrații și zgomote. O altă problemă nerezolvată ce preocupă comunitatea științifică se referă la discontinuitatea mișcării transmise datorită efectului hexagonal observat în timpul transmisiei. Acest lucru este constatat atât în aplicații din industria automobilelor, cât și în sistemele de benzi transportoare.

De-a lungul timpului s-au realizat diverse cercetări pentru a înțelege comportarea sistemului de transmisie cu lanț dințat în general, în scopul eliminării dezavantajelor menționate mai sus.

Sistemul de transmisie cu lanț dințat prezintă o serie de disfuncționalități determinate de pierderi de turație în prezența ambreiajului și a pierderilor din pompa hidraulică, după cum a clarificat Norman K. Bucknar (Bucknar, 2004). Norman K. Bucknar a vorbit despre posibila performanță a transmisiei lanțului de transfer (T.C.T.). Un model dinamic al acestui lanț a fost elaborat utilizând metoda sistemelor multicorp. Acest model a fost apoi validat prin date experimentale obținute prin teste dinamometrice.

Ishihama Masao și Watanabe Hiroyuki au obținut rezultate remarcabile cu privire la reducerea zgomotelor și vibrațiilor din transmisiile cu lanț dințat, simularea dinamică prin metoda sistemelor multicorp (Ishihama & Watanabe, 2010). Studiul a arătat diferența dintre mecanismul specific lanțului dințat și cel al lanțului cu role. Zgomotul lanțului cu role este generat de o mișcare poligonală a zalelor pe pinion. S-a observat că vibrațiile sistemului de transmisie cu lanț dințat sunt generate de intrarea, respectiv ieșirea din angrenare a zalei cu dinte pinionului și apoi sunt transmise, sub formă de unde, în întreg sistemul. Această abordare oferă o mai bună înțelegere a fenomenului vibrațiilor generate de mecanismul lanțului dințat. În continuare, a fost realizat prototipul unui întinzător pentru lanț, menit să diminueze vibrațiile induse în sistem.

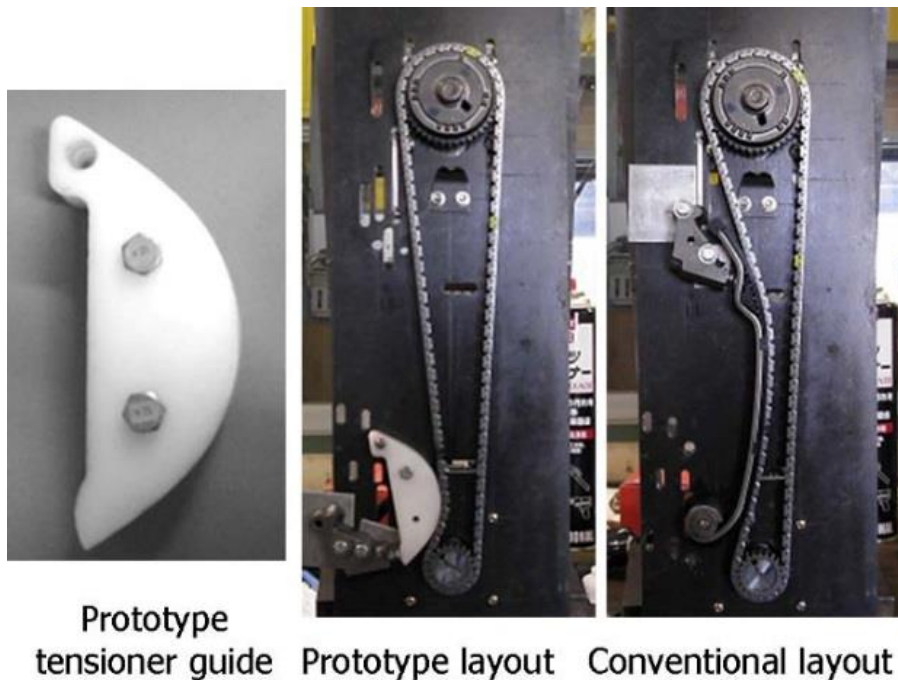


Fig. 2.21 Prototip pentru întinzătorul de lanț realizat în scopul diminuării zgomotelor din sistem (Ishihama & Watanabe, 2010)

Din lucrarea lui Ishihama și Watanabe se poate deduce că noul întinzător de lanț dințat contribuie la reducerea zgomotelor din sistem, odată cu reducerea tensiunii din lanț. S-a obținut astfel o amortizare semnificativă a vibrațiilor.

Veikos (Veikos & Preudenstein, 1992) a propus o abordare mai realistă a analizei dinamice a transmisiilor cu lanțuri cu role. În acest sens, s-au realizat numeroase teste, cu diferite tipuri de lanțuri funcționând la diferite viteze și sarcini.

Wang (Wang, 1992) a dezvoltat un model pentru studiul vibrațiilor globale ale sistemului și al comportării dinamice al unei transmisii cu lanț. Wang a folosit ca model două șiruri în mișcare axială, cu capetele fixate de două pinioane rigide. În continuare, Liu (Liu et al., 1999) a analizat natura discretă a sistemului dinamic lanț- pinion. El a modelat zalele prin mase concentrate, conectate între ele prin elemente elastice și de amortizare.

Troedsson (Troedsson & Vedmar, 1999; Troedsson & Vedmar, 2001) a fost primul care a folosit geometria completă în model dinamic pentru determinarea distribuției de sarcină în pinioane și lanțuri. Troedsson a împărțit sistemul de transmisie a lanțului în patru părți, fiecare dintre ele fiind analizată separat: a – partea întinsă; b – partea de revenire; c – pinionul conducător; d - pinionul condus.

Mihai T.L. și Radu P. (Mihai & Radu, 2016) au identificat problema ungerii contactului dintre zalele lanțului și întinzătorul pentru lanț. Prin urmare, ei au încercat să studieze comportarea dinamică, uzura și durata de viață a sistemului, prin prisma forțelor de contact prin frecare. Autorii au făcut analiza utilizând metoda elementelor finite: au calculat zona de contact pentru diferite lanțuri și forțele rezultante ale întinzătorului de lanț aplicate la deschiderea lanțului. Observațiile lor coincid cu rezultatele lui Gavrilă C.C. (Gavrilă, 2014a, Gavrilă, 2014b), Hyakuta T. (Hyakuta T. et al., 2001) și Velicu R. (Velicu, 2012) care au concluzionat că aproape 25% din frecare este determinată de contactul dintre lanț și întinzătorul de lanț. Mihai T. L. și Radu P. (Mihai & Radu, 2016) au ajuns la concluzia că

fenomenul de frecare în contactele întinzătorului de lanț este influențat atât de tipul ungerii cât și de distanța dintre întinzătorul de lanț și deschiderea lanțului. De asemenea, trebuie menținut un flux constant de lubrifiant în timpul mișcării lanțului spre întinzătorul de lanț.

2.4 Concluziile analizei stadiului actual

Într-un sistem de transmisie cu lanț, mișcarea mecanică generează vibrații și zgomote, aspect nerezolvat până la acest moment.

Din literatura de specialitate se poate observa că s-au desfășurat numeroase cercetări pentru studiul sistemelor de transmisie cu lanț cu role și bucșe. Aceste tipuri de sisteme prezintă fenomene de contact care sunt mai ușor de urmărit, de descris și de analizat.

În ceea ce privește sistemele de transmisie cu lanț dințat, cu toate că există o serie de cercetări efectuate, problema reducerii nivelului de zgomot și vibrații este încă în atenția specialiștilor din domeniu. Lanțurile dințate au zale cu profil logaritmic, conectate cu bolțuri. De asemenea, pinioanele au dinți cu profil logaritmic care generează dificultăți în stabilirea exactă a locului de impact cu zalele și, prin urmare, o trasabilitate mai redusă a traiectoriilor zalelor. Există încă multe dezavantaje atunci când vorbim despre sistemele de transmisie cu lanț dințat, în general; este, în continuare, necesar să se realizeze cercetări experimentale care să contribuie la determinarea, de exemplu, a răspunsului sistemului la diferite șocuri sau la întindere excesivă.

Ca urmare a analizei literaturii de specialitate și a problemelor identificate ca reprezentând, în continuare, provocări pentru industrie, s-a formulat scopul prezentei teze de doctorat și principalele obiective ale cercetării, prezentate în cele ce urmează.

2.5 Scopul și obiectivele tezei de doctorat

Această teză de doctorat își propune să abordeze o problemă de cercetare actuală cu privire la sistemele de transmisie cu lanț dințat, respectiv reducerea nivelului de vibrații cauzate de acest tip de transmisie. În acest sens, studiul transmisiei cu lanț dințat sub aspect cinematic și dinamic urmărește să contribuie la o mai bună înțelegere a fenomenelor apărute la contactul dintre zale și pinion, în scopul diminuării efectelor nedorite din sistem.

Sistemele de transmisie cu lanț dințat au potențial mare de utilizare, fiind mult mai silențioase comparativ cu alte transmisii. Ele pierd mai puțină energie în timpul mișcării față de alte tipuri de lanțuri, având, prin urmare, performanțe îmbunătățite. Pe de altă parte, însă, transmisiile cu lanț dințat prezintă forme geometrice complexe, ceea ce face dificilă înțelegerea și precizarea fenomenelor de contact.

Ideea originală care stă la baza acestei lucrări este de a folosi pendulul analogic al lui Huygens, realizat de Prof. dr. ing. Șerban Bobancu de la Universitatea Transilvania din Brașov, ca model de studiu pentru analiza cinematică și dinamică a transmisiilor cu lanț dințat. Pendulul analogic al lui Huygens constituie un instrument neconvențional ce poate fi folosit pentru a diferenția performanța diferitelor tipuri de lanțuri considerate în mișcare lentă; zalele pot fi puse în evidență prin markeri iar mișcarea lor poate fi surprinsă cu ajutorul unei camere. În același timp, teoriile specifice analizei

sistemelor multicorp și analizei cu elemente finite vin în sprijinul elaborării de modele numerice și realizării de simulări ce permit identificarea comportării lanțului dințat în diferite condiții.

În acest sens, au fost stabilite următoarele obiective de cercetare ale tezei:

1. Analiza cinematică a lanțului dințat din pendulul analogic al lui Huygens pe baza abordării sistemelor multicorp:

- ✓ Elaborarea modelului pendulului analogic al lui Huygens;
- ✓ Analiza cinematică a pendulului analogic al lui Huygens folosind abordarea numerică;
- ✓ Analiza cinematică a pendulului analogic al lui Huygens pe baza datelor experimentale;
- ✓ Corelarea rezultatelor numerice cu datele experimentale și validarea modelului numeric.

2. Studiul forțelor de contact din lanțul dințat al pendulului analogic al lui Huygens, considerând corpurile în contact ca fiind rigide:

- ✓ Determinarea forțelor de contact prin abordarea numerică specifică metodei sistemelor multicorp.

3. Analiza dinamică a lanțului dințat din pendulul analogic al lui Huygens pe baza abordării sistemelor multicorp:

- ✓ Modelarea numerică a pendulului analogic al lui Huygens cu corpuri flexibile;
- ✓ Analiza dinamică și determinarea forțelor de contact.

4. Analiza modală și determinarea caracteristicilor de amortizare ale zalelor lanțului dințat:

- ✓ Efectuarea analizei modale în scopul determinării frecvențelor de rezonanță ale zalelor lanțului dințat;
- ✓ Identificarea caracteristicilor de amortizare a unei zale a lanțului dințat.

3.

Analiza cinematica a sistemului de transmisie cu lanț dințat din pendulul analogic al lui Huygens

3.1 Considerații generale privind lanțurile dințate

La proiectarea sistemelor mecanice este extrem de important să înțelegem modul în care transmisiile cu lanț influențează performanțele sistemului. Deoarece există diferite tipuri de transmisii cu lanț, este important să ne întrebăm ce tip se comportă mai bine într-un sistem mecanic dat și de ce.

Acest capitol abordează cinematica lanțului dințat, considerând că acesta este inclus într-un sistem de tipul pendulului analogic al lui Huygens.

Cercetările efectuate în această teză, cu scopul de a înțelege mai bine comportarea, din punct de vedere cinematic, la contactul dintre zalele lanțului dințat și pinion, utilizează teoria sistemelor multicorp, presupunând că toate corpurile (elementele lanțului și pinionul) sunt rigide. Scopul general este acela de a înțelege comportarea în diferite condiții a unui lanț dințat. Studiul se bazează pe efectul pendulului analogic al lui Huygens, Figura 3.4, considerat un centroid fix în jurul căruia lanțul oscilează în raport cu pinionul.

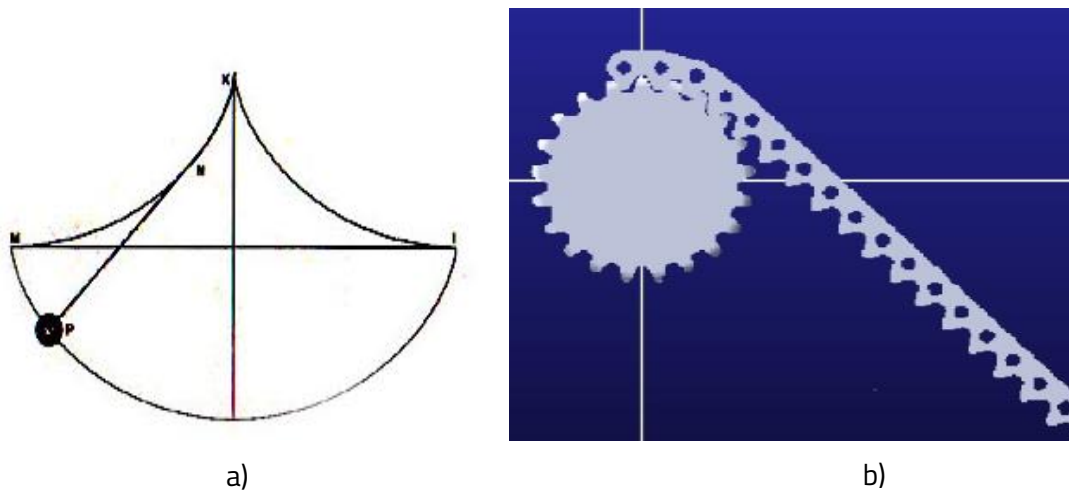


Fig. 3.4 a) – Pendulul lui Huygens (Emmerson, 2006); b) – modelul studiat al pendulului analogic al lui Huygens

În acest fel se creează o mișcare mono-involută, în care fiecare zală în timpul angrenării cu dinții pinionului devine un centru de rotație, dependent de poziția zalei.

3.2 Abordarea teoretică

Sunt considerate N zale într-un lanț care sunt conectate cu cuple de rotație. O cuplă de rotație are un grad de libertate, restul posibilităților de mișcare fiind blocate. Prin urmare, se poate presupune că mișcarea are loc doar în planul \widehat{XZ} și nu există vibrații generate în planul \widehat{YZ} . Restul zalelor din lanț, care nu intră în contact cu pinionul, pot fi considerate ca un corp semi-rigid, datorită unei forțe aplicate care întinde lanțul.

3.3 Dezvoltarea modelului pendulului analogic al lui Huygens

3.3.1 Dezvoltarea modelului pendulului analogic al lui Huygens în MapleSim

Pentru a înțelege comportarea din punct de vedere cinematic a unui lanț dințat din pendulul analogic al lui Huygens, este necesară elaborarea unui model matematic. În acest sens se utilizează abordarea prin diagrame bloc, parcurgându-se următoarele etape: a) crearea modelului zalelor și a pendulului, b) conectarea zalelor cu cuple adecvate și c) definirea contactelor dintre zale și pendul.

- Crearea zalelor și a pendulului

Pentru a descrie o zală a lanțului dințat din pendulul analogic al lui Huygens în MapleSim, se consideră că fiecare zală are o masă, concentrată în centrul de masă și un diametru.

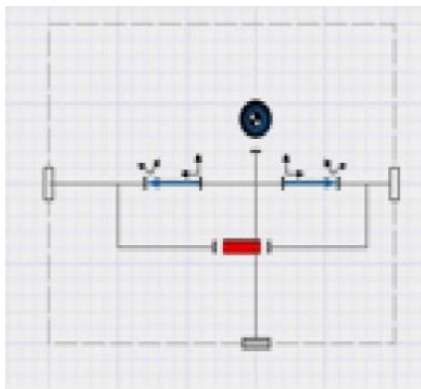


Fig. 3.8 Reprezentarea unei zăle într-un sub-bloc în MapleSim

- Cuple cinematice

Principalele cuple utilizate pentru a exprima cinematica zalelor sunt cuple de rotație.

- Crearea contactelor

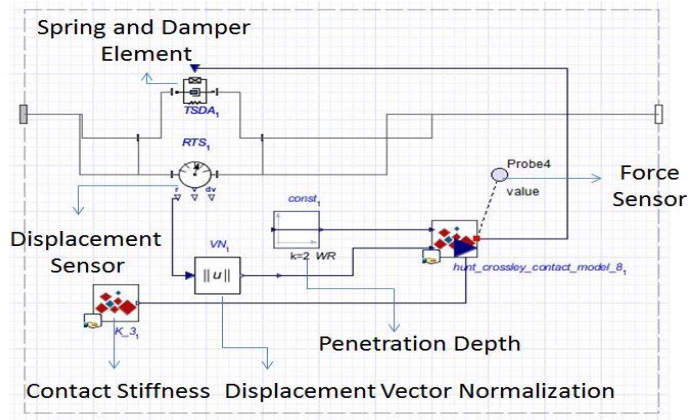


Fig. 3.10 Modelul de contact prin diagrame bloc a lui Hunt și Crossley, în MapleSim

3.3.2 Diagrama bloc pentru modelul matematic al pendulului analogic al lui Huygens

Într-un lanț dințat, mai multe zale intră în angrenaj cu pinionul (sau pendulul, în cazul de față). Prima zală poate fi considerată ca o zală fixă. Restul zalelor sunt configurate pentru a fi poziționate în funcție de pozițiile lor inițiale. Sub-bloc-urile care modelează zalele sunt conectate prin intermediul cuplelor de rotație. Fiecărei cuple i se asociază câte un element elastic și de amortizare, pentru generarea forțelor de contact tangențiale între zale și cuple. Fiecare zală, cu excepția primeia care este fixă, este apoi conectată cu sub-blocul ce modelează forțele de contact normale. Figura 3.11 reprezintă diagrama bloc creată în MapleSim.

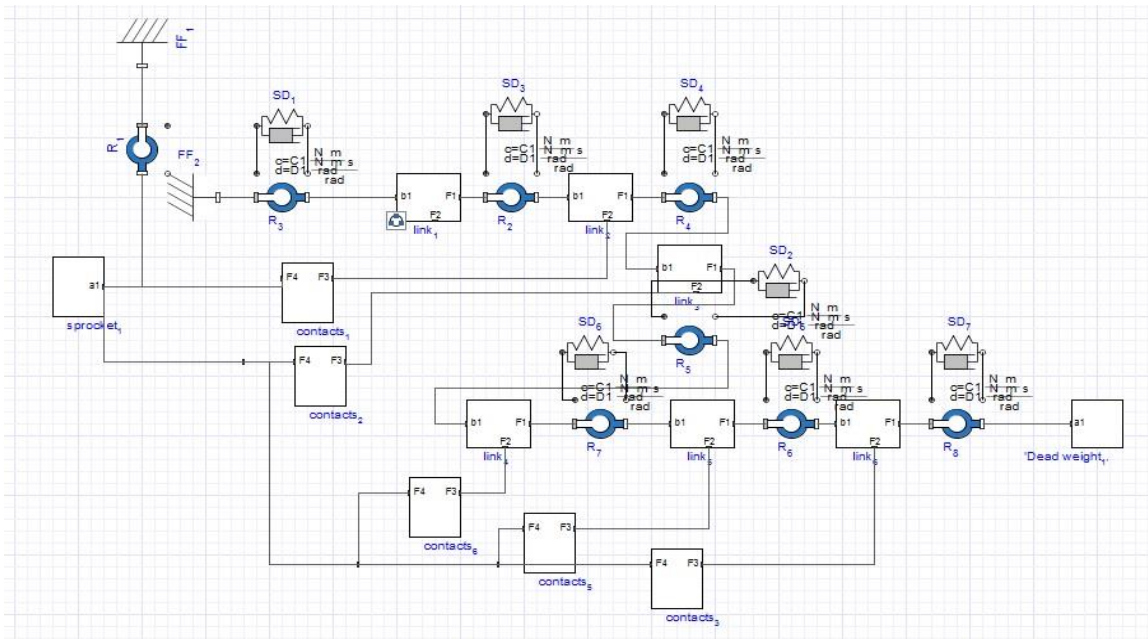


Fig. 3.11 Diagrama bloc a pendulului analogic a lui Huygens în MapleSim

O ecuație simplificată a accelerației este reprezentată mai jos. Prin integrarea simplă/ dublă, viteza/ deplasarea unei zale este determinată pentru poziția sa inițială, în funcție de intervalul de timp considerat. În cazul de mai jos, timpul inițial este zero.

$$\begin{aligned}
& -m_{link} \left[\left(\frac{d^2 link}{dt^2} y(t) \right) \sin \alpha(t) \sin \beta(t) \sin \gamma(t) - \right. \\
& \left(\frac{d^2 link}{dt^2} z(t) \right) \sin \alpha(t) \sin \beta(t) \cos \gamma(t) + 9.81 (\sin \alpha(t) \sin \beta(t) \sin \gamma(t)) - \\
& \left(\frac{d^2 link}{dt^2} y(t) \right) \cos \alpha(t) \cos \gamma(t) - \left(\frac{d^2 link}{dt^2} z(t) \right) \cos \alpha(t) \sin \gamma(t) + \\
& \left. \left(\frac{d^2 link}{dt^2} x(t) \right) \sin \alpha(t) \cos \beta(t) - 9.81 \cdot (\cos \alpha(t) \cos \gamma(t)) \right] = 0, \quad (3.22)
\end{aligned}$$

unde:

$x(t)$, $y(t)$ și $z(t)$ definesc poziția zalei în raport cu axele sistemului de coordonate cartezian;

$\alpha(t)$, $\beta(t)$ și $\gamma(t)$ reprezintă unghiurile față de axele de rotație în jurul oX , oY și respectiv oZ ;

$g = 9.81 \frac{m}{s^2}$ este accelerația gravitațională.

Acest model este util pentru că reprezintă o variantă puțin costisitoare și consumatoare de timp pentru estimarea comportării lanțului dințat în pendulul analogic al lui Huygens.

3.4 Analiza cinematică a pendulului analogic al lui Huygens folosind abordarea numerică

Analiza cinematică a unui sistem poate fi realizată utilizând abordarea analitică (matematică), numerică și experimentală. Având în vedere avantajele recunoscute ale simulărilor, pentru a studia cinematica pendulului analogic al lui Huygens s-a realizat un model numeric, utilizând programul MSC Adams ca mediu software de modelare și analiză.

3.4.1 Dezvoltarea modelului în MSC Adams

- **Realizarea modelului CAD**

Figura 3.12 prezintă modelul CAD al unui ansamblu lanț dințat - pinion din pendulul analogic al lui Huygens.

- **Importarea modelului CAD în MSC Adams**

Modelul CAD a fost exportat ca (*.x-t), cu scopul de a obține un model de dimensiuni rezonabile pentru efectuarea analizei cinemate (pe baza teoriei sistemelor multicorp).

- **Stabilirea tipurilor de materiale**

Pentru a descrie proprietățile inerțiale ale componentelor ansamblului (zale și pinion) este nevoie de informații privind tipul de material; acestea se introduc fie utilizând baza de date specifică MSC Adams, fie prin adăugarea densității materialelor din care se realizează componentele. Totodată, se

calculează centrul de masă al fiecărei componente, acesta fiind folosit în continuare ca marker, în analiza cinematică.

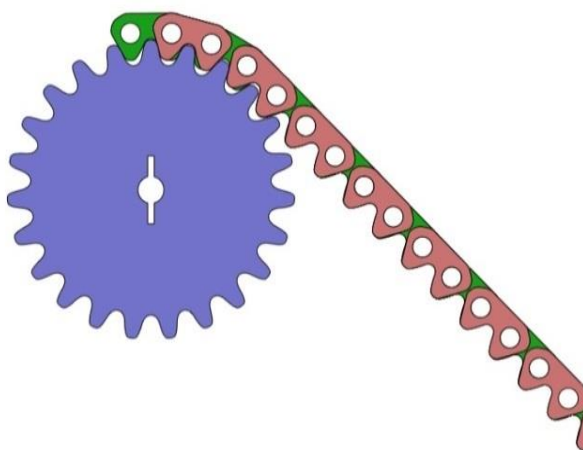


Fig. 3. 12 Modelul CAD al unui lanț dințat din pendulul analogic al lui Huygens.

3.4.2 Descrierea analizei cinematice

Analiza cinematică este efectuată pentru a calcula deplasările, vitezele și accelerațiile zalelor din lanțul dințat în timpul oscilației pe pinionul din pendulul analogic al lui Huygens, aceste mărimi oferind informațiile necesare pentru determinarea comportării lanțului dințat. Rezultatele obținute din simulările numerice sunt comparate cu datele experimentele.

În modelul numeric supus analizei, atât zalele exterioare cât și bolțurile de legătură au fost eliminate. Cuplele de rotație se consideră că funcționează fără frecare de alunecare.

3.4.3 Rezultate și discuții

- Deplasări unghiulare

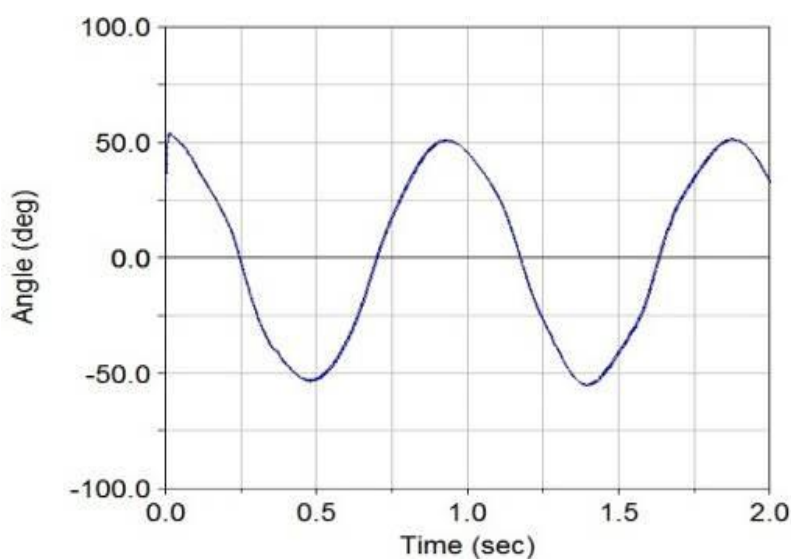


Fig. 3.16 Deplasarea unghiulară între elementul_20 și pinion (Shalaby & Lache, 2015)

Figura 3.16 reprezintă deplasarea unghiulară a zalei x imediat după contactul cu ultimul element. Primul element are o oscilație completă în jurul pinionului. Oscilația zalelor se consideră față de

sistemul de coordonate global, cu originea în centrul de masă al pinionului. Se poate observa, de asemenea, efectul de pendul dublu al unei zale din lanț, suplimentar față de zalele aflate în contact cu pinionul.

- **Viteze unghiulare**

Figura 3.20 prezintă derivata deplasării unghiulare în raport cu timpul.

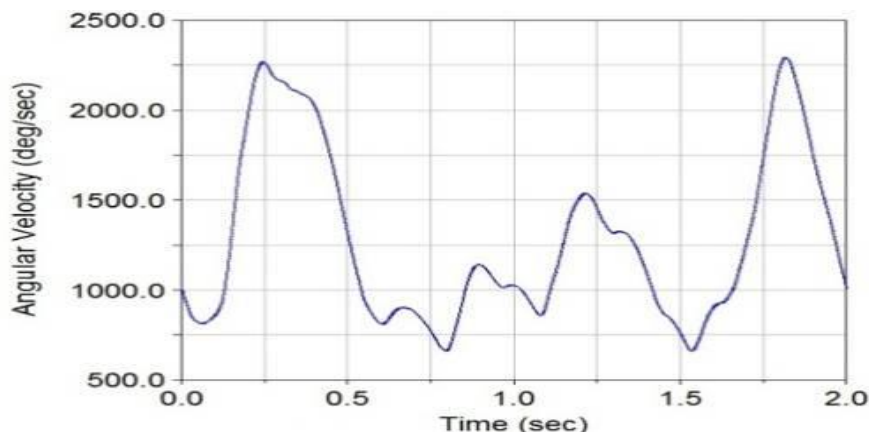


Fig. 3.20 Viteza unghiulară a zalei_20 (Shalaby & Lache, 2015)

Pe măsură ce zalele se îndepărtează de punctul fix de angrenare cu pinionul viteza acestora crește. Acest lucru poate fi efectul vibrațiilor determinate de deplasările din ce în ce mai mari ale zalelor în contact cu pinionul.

- **Accelerații unghiulare**

Figura 3.28 ilustrează a doua derivată a deplasării în raport cu timpul, punând totodată în evidență zgomotele determinate de contactul zalelor cu pinionul.

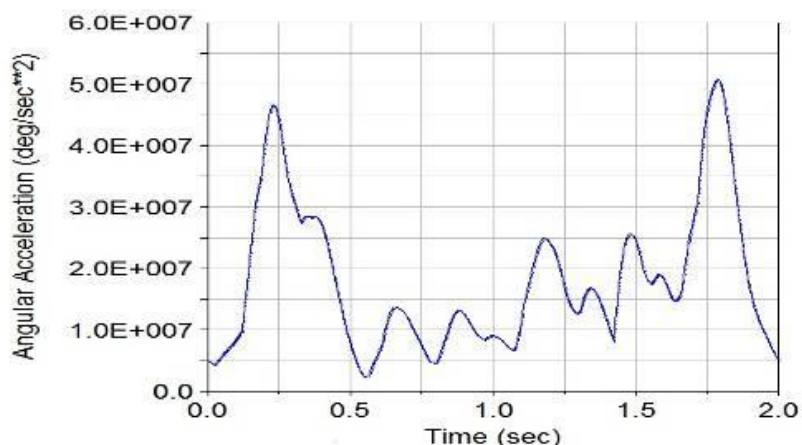


Fig. 3.28 Accelerația unghiulară a zalei_20 (Shalaby & Lache, 2015)

Analizând curbele reprezentând vitezele și accelerațiile, se pot formula următoarele observații:

- Zalelor în contact cu pinionul prezintă deplasări mai mari decât restul lanțului, ceea ce generează vibrații. Celelalte elemente ale lanțului, aflate mai departe de zona de impact, tind

să păstreze viteza și accelerația sistemului (ansamblului) în sine, chiar dacă și acestea înregistrează o mică creștere a vitezei.

- Fiecare zală a lanțului are comportarea sa specifică. Acest lucru se datorează faptului că pendulul analogic al lui Huygens nu generează o oscilație armonică uniformă, din cauza forțelor generate în timpul impactului dintre zale și pinion, care tind să încline pendulul și să-i imprime o mișcare neliniară.

3.5 Analiza cinematică a pendulului analogic al lui Huygens pe baza datelor experimentale

Lanțul dințat din pendulul analogic al lui Huygens arată în mod explicit modul în care se comportă un lanț dințat din punct de vedere cinematic. Scopul acestui studiu este de a înțelege modul în care o zală dintr-un lanț dințat intră în angrenare cu pinionul, în acest caz în cadrul pendulului analogic al lui Huygens.

3.5.1 Dezvoltarea instalației experimentale

Instalația experimentală reproduce pendulul analogic al lui Huygens, așa cum se observă în Fig. 3.33. Pinionul este fixat exact în poziția considerată, astfel încât să permită cuplarea corectă a lanțului instalat pe el. Centrul pinionului reprezintă originea sistemului global de coordonate al pendulului analogic al lui Huygens. Prima zală a lanțului este apoi fixată, astfel încât se împiedică apariția alunecărilor sau a deplasărilor transversale. Această prima zală a lanțului poate fi, așadar, considerată al doilea punct fix (de sprijin) în pendul. Restul lanțului este instalat ținând cont de poziția inițială.



Fig. 3.33 Pendulul analogic al lui Huygens – instalare parțială

Figura 3.33 reprezintă o parte din instalația experimentală. Se poate observa că pinionul și lanțul au fost vopsite într-o culoare mată, pentru a se evita reflexia luminii și inducerea de erori în procesul de achiziție a imaginii prin camera de mare viteză. Totodată, vopseaua albă contribuie la recunoașterea imaginilor captate de cameră. Punctele albe de pe lanț asigură alinierea corectă a lanțului în poziția inițială. De asemenea, ele ajută la generarea unei drepte cu ajutorul căreia se poate identifica poziția lanțului în timpul oscilației în raport cu pinionul.

3.5.2 Rezultate experimentale și discuții

Mișcarea de oscilație a lanțului dințat din pendulul analogic al lui Huygens este captată iar datele experimentale care o reprezintă sunt prezentate în Figura 3.35. După cum se observă în această figură, experimentele efectuate demonstrează o bună repetabilitate, ceea ce asigură precizia rezultatelor.

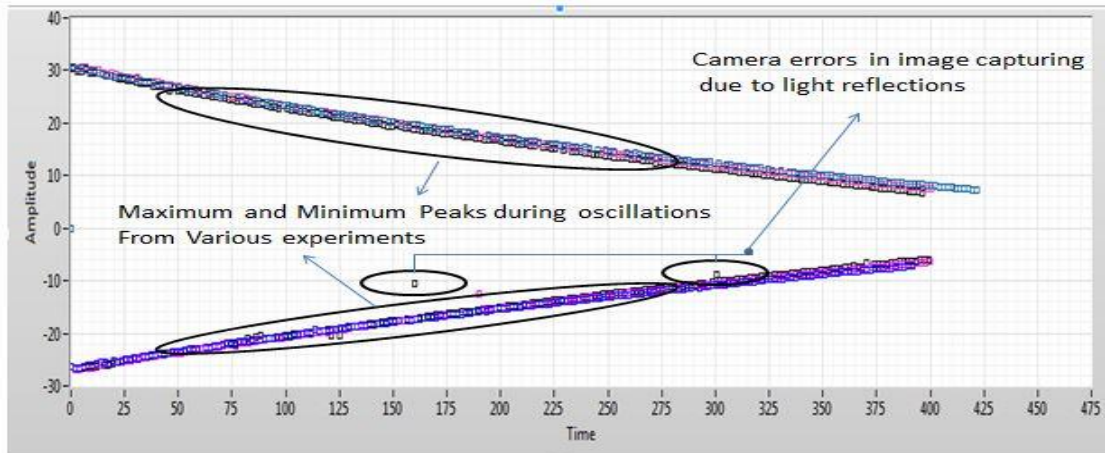


Fig. 3.35 Date experimentale filtrate reprezentând oscilația lanțului dințat din pendulul analogic al lui Huygens.

3.6 Corelarea rezultatelor numerice cu datele experimentale

Rezultatele obținute din analiza experimentală a pendulului analogic al lui Huygens sunt comparate cu cele obținute prin simulări. S-au considerat două tipuri de lanțuri dințate, tip A și tip B, diferite sub aspectul geometriei și a modului de asamblare a zalelor, așa cum se observă în Figurile 3.36–3.38; scopul a fost acela de a identifica ce tip de asamblare și geometrie a lanțurilor va conduce la o pierdere mai mică de energie datorită frecărilor.

3.6.1 Rezultate experimentale și discuții

Experimentele arată diferențe între comportarea celor două tipuri de lanț din punct de vedere cinematic, așa cum se prezintă în Figura 3.39. Pe de o parte, se observă o ușoară diferență între cele două tipuri de lanț în timpul contactului dintre zale și pinion; această diferență crește în timpul revenirii la poziția inițială, ceea ce demonstrează pierderea de energie a fiecărui tip de lanț după momentul angrenării zalei cu pinionul.

Partea superioară din Figura 3.39 prezintă oscilația lanțului la ieșirea din angrenare (când se îndepărtează de pinion), în timp ce partea inferioară ilustrează oscilația lanțului la intrarea în angrenare (când se deplasează spre pinion). Graficul prezintă comportarea ambelor tipuri de lanțuri considerate (A și B).

Se poate observa diferența dintre cele două lanțuri: diferența este de 2,709% în timpul oscilației lanțului la ieșirea din angrenare, ceea ce înseamnă că lanțul tip B este supus unei pierderi mai mari de energie. Pe de altă parte, la intrarea în angrenare se observă că există o diferență de numai 0,945% între ele.



Fig. 3.36 Tip de îmbinare (A) [prin bunăvoința Schaeffler România SRL]



Fig. 3.37 Tip de îmbinare (B) [prin bunăvoința Schaeffler România SRL]

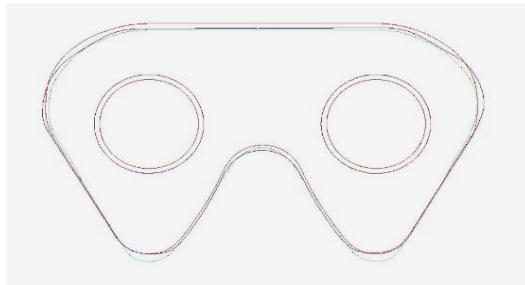


Fig. 3.38 Contururi geometrice diferite ale zalelor de lanț tip A și respectiv tip B [prin bunăvoința Schaeffler România SRL]

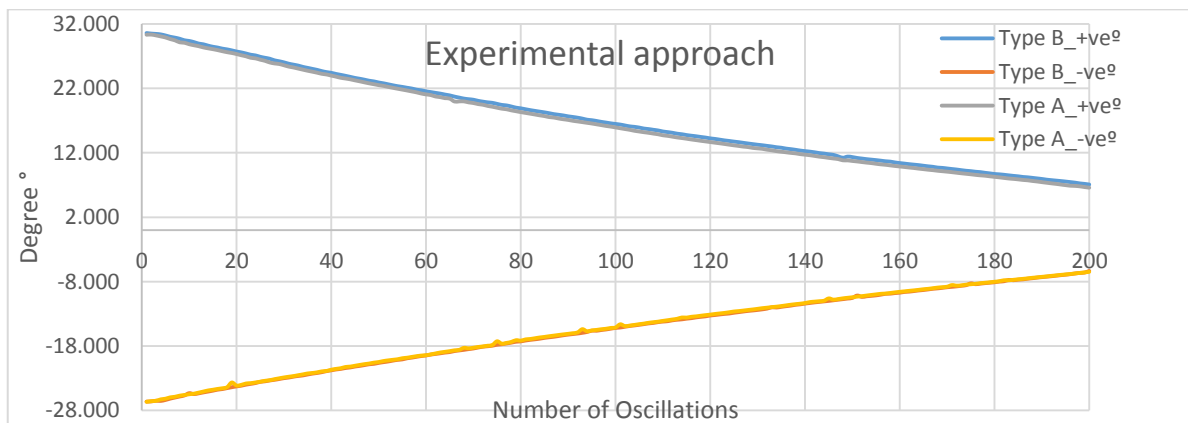


Fig. 3.39 Diferența de oscilații între cele două tipuri de lanțuri (A) și (B) (Shalaby et al., 2016a)

3.6.2 Rezultate ale simulărilor și discuții

S-au realizat două modele numerice, pentru fiecare tip de lanț (A și B). În cadrul primului model, Figura 3.42, pentru simplificare, fiecare două zale coincidente sunt reduse la o singură zală, de grosime dublă. Această aproximare contribuie la reducerea dimensiunii modelului numeric (prin numărul de componente și a legăturilor dintre ele). În cel de-al doilea model, Figura 3.43, zalele nu coincid, prin urmare nu se poate reduce numărul de îmbinări. În ambele cazuri, zalele exterioare au fost eliminate deoarece nu sunt supuse contactului direct cu pinionul. De asemenea, se neglijează frecarea din cuple.

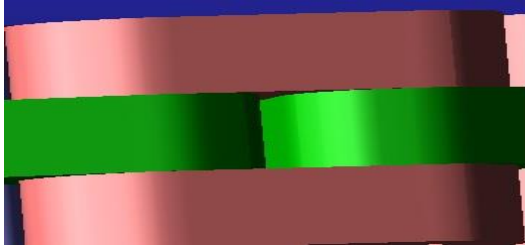


Fig. 3.42 Tip de îmbinare (A) (Shalaby et al., 2016a)

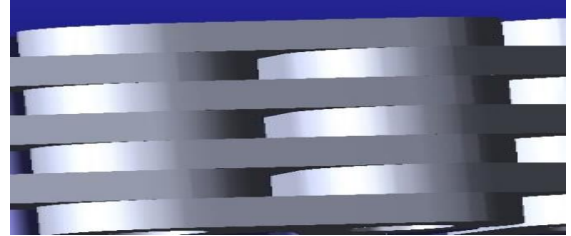


Fig. 3.43 Tip de îmbinare (B) (Shalaby et al., 2016a)

Simulările au fost efectuate timp de treizeci de secunde. Așa cum se observă în Figura 3.44, primele două oscilații pot fi neglijate deoarece în continuare simularea se stabilizează și eroarea scade.

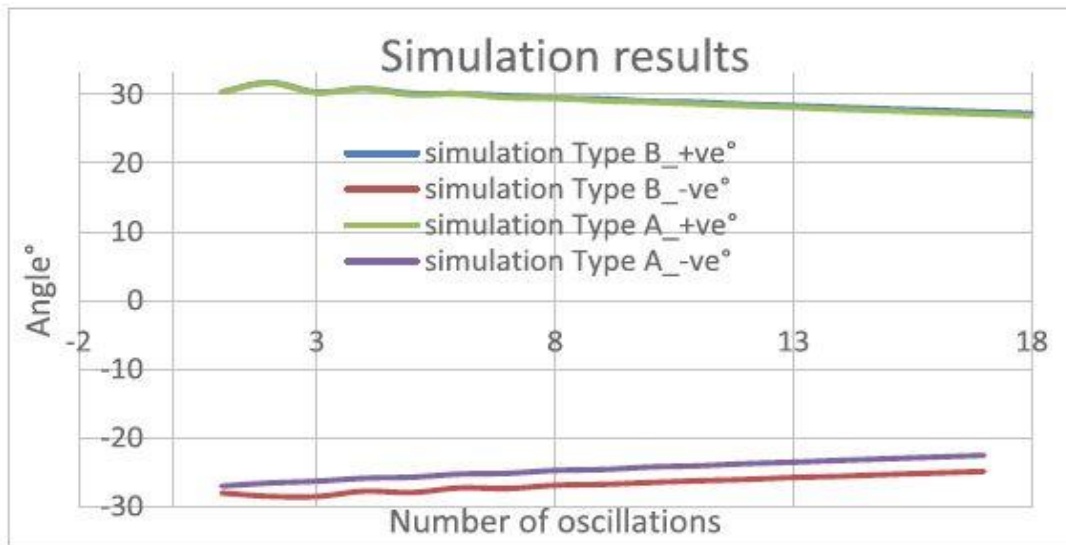


Fig. 3.44. Diferența dintre cele două tipuri de lanțuri, ilustrată prin simulări numerice (Shalaby et al., 2016a)

3.6.3 Corelarea simulărilor numerice cu rezultatele experimentele

Există o mică diferență între datele experimentale și cele rezultate din analiza numerică, așa cum se arată în Figura 3.47. În procesul de prelucrare a datelor, pentru a se asigura coerența celor două categorii (numerice și experimentale), s-a aplicat o normalizare. În timpul oscilațiilor lanțului la ieșirea din angrenare (când se îndepărtează de pinion) se constată o pierdere de energie la ambele tipuri de lanț.

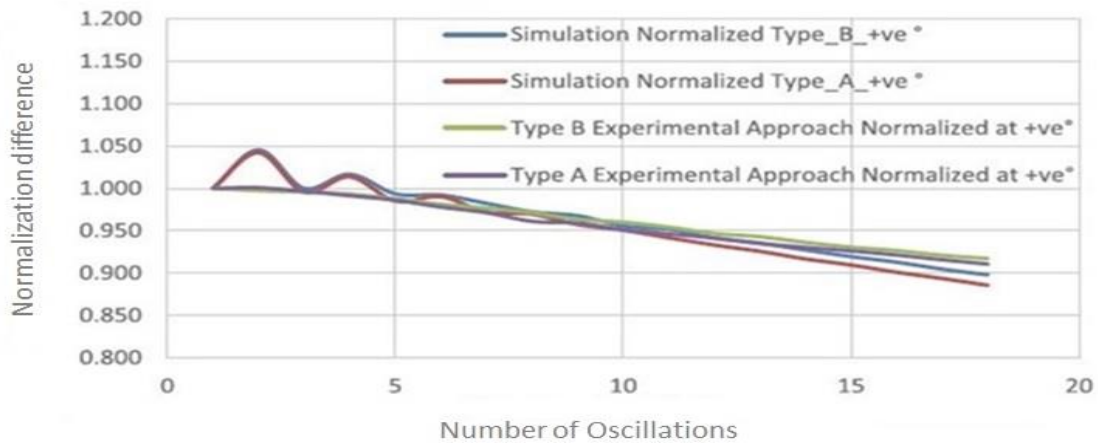


Fig. 3.47 Corelarea rezultatelor numerice cu datele experimentale, pentru ambele tipuri de lanțuri (Shalaby et al., 2016a)

Diferențele înregistrate se pot explica prin faptul că: a) factorii de amortizare ai contactelor nu s-au estimat cu precizie și b) forțele tangențiale au fost estimate la valori mai mari decât în realitate, pentru lanțurile aflate în angrenare (în mișcare către pinion).

3.6.4 Determinarea factorului de amortizare a contactului

Valorile factorului de amortizare a contactului (C.D.F. - Contact Damping Factor) sunt importante pentru estimarea corectă a cinematicii lanțului dințat și a forțelor de contact. Au fost efectuate mai multe simulări numerice pentru a găsi valorile corecte ale C.D.F. Acești factori au fost calculați în funcție de energia pierdută prin oscilațiile lanțului față de pinion. Valorile lor înregistrează o mare diferență, în funcție de viteza cu care se mișcă sistemul, grupându-se în valori: a) la ieșirea din angrenare (îndepărtarea lanțului de pinion) și b) la intrarea în angrenare (deplasarea lanțului spre pinion).

În Figura 3.50 se prezintă valorile C.D.F. obținute atât din analiza numerică cât și din datele experimentale. Se poate observa că există o schimbare în cinematica lanțului, datorită modificării vitezei, în timpul oscilației acestuia în jurul pinionului.

Simulările permit, totodată, reconstituirea oscilațiilor în raport cu datele experimentale, utilizând valorile pozitive ale C.D.F. În acest caz, s-au considerat valoarea pozitivă 4,95 și valoarea negativă 2.05 a C.D.F.

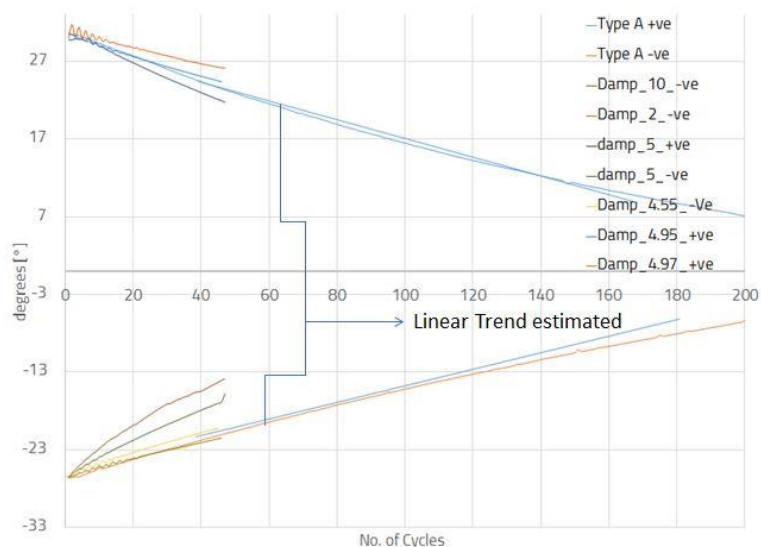


Fig. 3.50. Valorile C.D.F. - prezentare comparativă a datelor numerice și experimentale

3.7 Concluzii

Acest capitol prezintă cercetările privind analiza cinematică a unui lanț dințat din pendulul analogic al lui Huygens. Studiile realizate au pus în evidență cauzele ne-uniformității deplasărilor unghiulare și ale derivatelor lor (viteze și accelerații) ale zalelor de lanț, în timpul oscilațiilor pendulului (oscilațiilor lanțului în jurul pinionului). Efectul pendulului dublu este clar observat. Comportarea sistemului depinde, în mod evident, de rigiditatea lanțului. Atunci când rigiditatea crește, efectul de pendul dublu tinde să dispară. Vibrațiile zalelor ce urmează ultimei zale în contact cu pinionul se disipează lent, de-a lungul lanțului.

Rezultatele obținute în timpul simulărilor se corelează cu datele experimentale. Această corelație demonstrează că modelul numeric utilizat este corect.

Un alt subiect de cercetare se referă la influența geometriei zalelor și a modului de cuplare a acestora asupra comportării cinematice a lanțului dințat. Astfel, se poate concluziona că, în condițiile unor geometrii asemănătoare, modul de îmbinare influențează semnificativ pierderea de energie din sistem (datorată contactului dintre zale și pinion).

O altă concluzie ce poate fi formulată în urma cercetărilor efectuate este că lanțul dințat se comportă diferit la intrarea în angrenare cu pinionul, respectiv la ieșirea din angrenare (păstrând condiția ca zalele superioare să fie în permanență în contact cu pinionul). Astfel, se poate spune că lanțul dințat are o comportare neliniară, a cărei determinare necesită împărțirea în patru intervale diferite de realizare a analizei cinematice.

4.

Studiul forțelor de contact în lanțul dințat din pendulul analogic al lui Huygens prin abordarea sistemelor multicorp

În acest capitol, rezultatele cercetărilor prezentate în Capitolul 3 sunt folosite pentru determinarea forțelor de contact generate la contactul dintre zalele lanțului dințat și pinion. Studiul acestor forțe este justificat prin faptul că se presupune că ele reprezintă principalul motiv al zgomotelor și vibrațiilor apărute în sistemele de transmisie cu lanț dințat.

4.1 Studiul forțelor de contact în transmisiile cu lanț dințat. Fundamente teoretice

Studierea forțelor de contact în sistemele mecanice a reprezentat întotdeauna un subiect de interes, deoarece acestea oferă informații utile privind dispersia energiei în sistem. Forțele de contact apar ca o consecință a fenomenelor dinamice, deci sunt variabile în timp. Expresia lor diferă în funcție de tipul impactului, care poate fi elastic, plastic sau elasto-plastic.

În evaluarea forțelor de contact se au în vedere două componente principale: componenta normală și componenta tangențială. Forța normală de contact depinde de: forțele externe - ce măresc viteza unui corp în mișcare spre un alt corp (în cazul de față mișcarea lanțului dințat față de pinion), factorul de amortizare a contactului (C.D.F.), rigiditatea și adâncimea impactului. Forța tangențială de contact depinde de coeficientul de frecare și viteza în timpul contactului.

4.2 Determinarea forțelor de contact prin abordarea numerică

Există două metode utilizate la ora actuală pentru determinarea forțelor de contact:

- a) Analiza cu elemente finite (F.E.A. - Finite Element Analysis),
- b) Analiza pe baza teoriei sistemelor multicorp (M.B.D. - Multi-Body dynamics)

4.2.1 Stabilirea modelului în MSC Adams

Pentru crearea contactelor dintre zalele lanțului dințat și pinionul din pendulul analogic al lui Huygens se au în vedere elementele prezentate deja în paragraful 3.4.1.

Există numeroase tipuri de contacte utilizate în MSC Adams, cum ar fi: solid - solid, curbă - curbă, punctul - curba, etc.). În acest caz s-a folosit tipul de contact solid - solid pentru modelarea contactului dintre zale și pinion.

Calculul forței normale de contact în MSC Adams se face pe baza a două metode: metoda forței de impact și metoda forței de restituire.

Calculul forței de contact tangențiale se face prin determinarea forței de frecare, pentru care se utilizează modelul bazat pe legile frecării ale lui Coulomb.

4.2.2 Calculul numeric în MSC Adams

Forța de contact este considerată ca o constrângere unilaterală, cu alte cuvinte, ea este dată de adâncimea impactului dintre zala lanțului dințat și pinion. Prin urmare, forța va fi nulă în situația în care nu există impact între cele două elemente și va avea valori pozitive în cazul în care elementele sunt în contact.

4.2.3 Rezultate și discuții

Rezultatele simulărilor conduc la determinarea forțelor de contact apărute la impactul dintre lanțul dințat și pinionul din pendulul analogic al lui Huygens. Totodată, ele pun în evidență influența deplasărilor unghiulare și a derivatelor acestora (viteze și accelerații - conform celor prezentate în capitolul 3) asupra forțelor de contact.

Figura 4.4 prezintă forțele de contact pentru cel de-al doilea set de perechi de zale, considerând că prima pereche este fixată de pinion și, prin urmare, nu există posibilitatea generării acestor forțe.

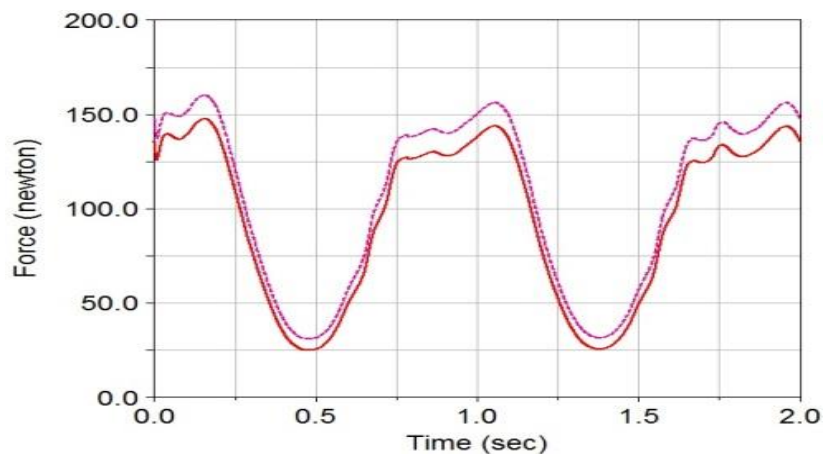


Fig. 4.4 Forțele de contact pentru cel de-al doilea set de perechi de zale (Shalaby et al., 2016b)

Distanța dintre zale și pinion este mică, forțând astfel zalele și pinionul să rămână permanent în contact. Acest fapt determină apariția forțelor de frecare, care au valori relativ mari în timpul oscilației lanțului în jurul pinionului. Atunci când distanța dintre zale și pinion crește, forțele de contact ale zalelor față de pinion cresc, în timp ce forțele de frecare scad.

Pentru a înțelege distribuția forțelor în timpul contactului, aceasta se poate împărți în patru zone principale, după cum se arată în Figura 4.5:

- a) zona de intrare (angajare) în angrenare - unde zala are primul contact cu pinionul;
- b) zona de frecare a zalei cu pinionul;
- c) zona de ieșire (dezangajare) din angrenare - unde zala se deconectează spontan de pinion;
- d) zona fără contact - care marchează sfârșitul unui ciclu oscilant al zalei în raport cu pinionul (Emmerson, 2006), (Shabana, 2013).

Ne-am fi așteptat ca, în timpul contactului, forța de angajare să fie întotdeauna mai mare decât forța de dezangajare. Cu toate acestea, odată cu scăderea perioadei de angajare și a creșterii perioadei de dezangajare, în timp ce durata de contact total scade, forța de dezangajare tinde să fie mai mare decât forța de intrare în angrenare.

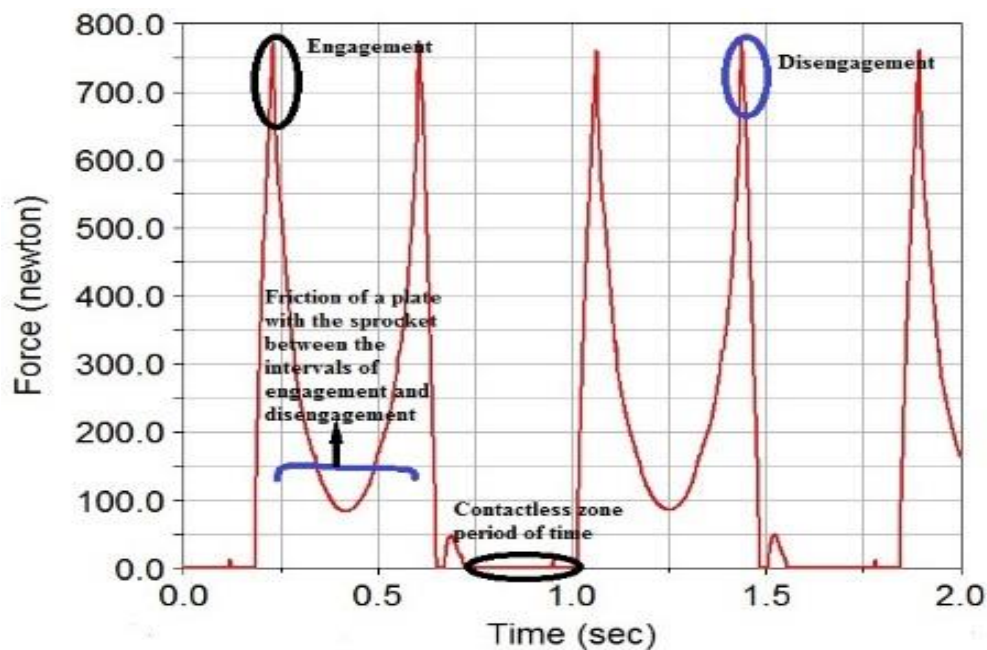


Fig. 4.5 Ilustrarea celor patru zone principale de contact (Shalaby et al., 2016b)

În cazul perioadelor lungi de contact între zale și pignon, forțele de contact la intrarea în angrenare sunt mai mari decât forțele de dezangajare, așa cum se prezintă în Figura 4.6.

În paragraful 3.6 sunt prezentate rezultatele simulărilor utilizate pentru determinarea factorului de amortizare C.D.F. A fost astfel posibilă 'reconstituirea' oscilației celei de-a treia pereche de zale în jurul pinionului, pe baza calculelor numerice realizate în MSC Adams. Forțele de contact astfel determinate sunt prezentate în Figura 4.6.

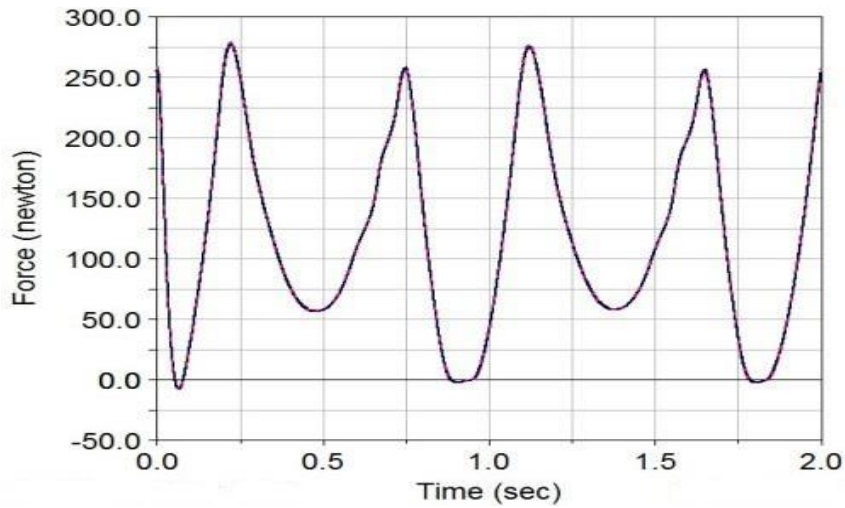


Fig. 4.6 Forțele de contact ale celui de-al treilea set de perechi de zale(Shalaby et al., 2016b)

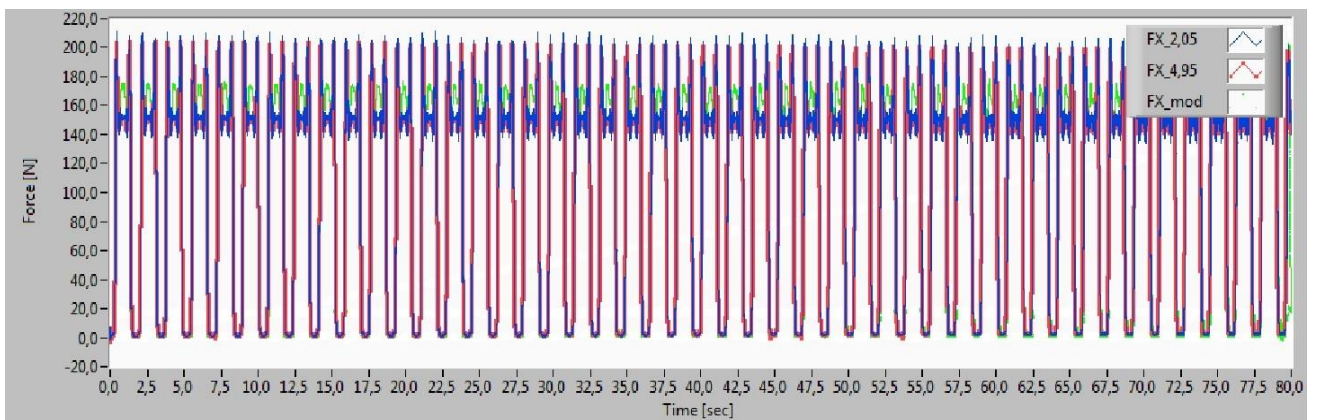


Fig.4.12 Forțele de contact ale celui de-al treilea set de perechi de zale

Există o mică diferență între simulări și forțele de contact reconstituite, deoarece lungimea de contact la forțele de contact reconstituite este ușor mai mare decât cea considerată în cazul simulărilor, Figura 4.13. Totodată, se poate observa că componentele tangențiale ale forțelor de contact reconstituite sunt mai mari decât cele obținute din simulări.

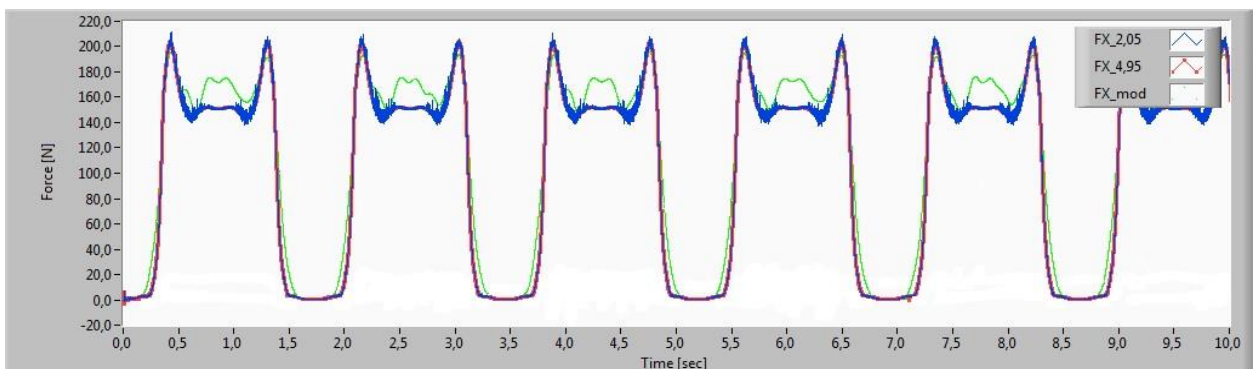


Fig.4.13 O vedere mărită a forțelor de contact al celui de-al treilea set de perechi de zale

4.3 Concluzii

Acest capitol explică efectul forțelor de contact în timpul oscilației unui lanț dințat în jurul pinionului din pendulul analogic al lui Huygens, respectiv reducerea în amplitudine a deplasării unghiulare a pendulului.

A fost pusă în evidență importanța rigidității lanțului dințat - care depinde de tipul de material utilizat și de forma geometrică a zalelor - în determinarea forței de contact și a coeficientului de amortizare a contactului dintre zală și pinion.

Studiul comportării lanțului dințat din pendulul analogic al lui Huygens, atât din punct de vedere cinematic cât și din perspectiva forțelor de contact contribuie la o mai bună înțelegere a comportării transmisiilor cu lanț dințat, în general.

5.

Analiza dinamică a sistemului de transmisie cu lanț dințat din pendulul analogic al lui Huygens pe baza abordării sistemelor multicorp

5.1 Considerații generale

În capitolele anterioare, analiza cinematică și determinarea forțelor de contact pentru zalele lanțului dințat în mișcare de oscilație în jurul pinionului din pendulul analogic al lui Huygens s-a realizat prin considerarea unui model multicorp cu corpuri rigide. În continuare ne propunem să analizăm contactul dintre zale și pinion mai în profunzime, prin considerarea acestor elemente ca fiind corpuri flexibile.

În general, forțele de contact influențează performanța unui sistem mecanic mai ales într-un mod negativ, provocând pierderi de energie și generând vibrații și zgomote. Scopul acestui studiu este de a înțelege comportarea unui lanț dințat în diferite condiții de mișcare a zalelor față de pinion (evaluate prin deplasări sau vitezele unghiulare).

5.2 Fundamente teoretice

Pentru a înțelege metoda multicorp cu corpuri flexibile utilizată în analiza dinamică a lanțului dințat din pendulul analogic al lui Huygens, este important să se cunoască modul în care se definesc corpurile flexibile (Shabana, 1997).

5.2.1 Definirea sistemului de corpuri flexibile

Corpurile flexibile au fost definite de Shabana (Shabana, 1997), folosind abordarea cadrului în mișcare în contextul existenței coordonatelor unui punct de referință. Pentru exprimarea deplasărilor și deformațiilor elastice ale corpurilor se utilizează coordonatele naturale (Shabana, 1997). Constrângerile în corpurile flexibile sunt diferite de cele din corpurile rigide deoarece trebuie să includă și deformările elastice.

5.2.2 Abordarea teoretică a forțelor de contact

Există mai multe teorii cu privire la modul de determinare a forțelor pentru corpurile aflate în contact. Sistemele mecanice complexe au un număr foarte mare de grade de libertate, datorită numărului foarte mare de corpuri ce intră în contact unele cu altele, în timpul funcționării. În funcție de tipul

corpurilor aflate în contact, rigide sau flexibile, literatura de specialitate pune în evidență trei categorii de contacte: ambele corpuri rigide, ambele corpuri flexibile, un corp rigid și unul flexibil. Un motiv esențial pentru studiul forțelor de contact este acela de a observa modul în care părțile în contact sunt afectate de solicitările apărute în timpul contactului.

5.3 Modelarea numerică a pendulului analogic al lui Huygens.

5.3.1 Sisteme de corpuri flexibile în MSC Adams

MSC Adams Flex-Bodies consideră corpurile ca având deformații liniare mici (Flores & Machado, 2001), ce pot fi approximate ca suprapunere a unui număr de vectori de formă (forme modale). Vectorii de formă se determină aplicând metoda superpoziției modurilor, în cadrul analizei modale. Analiza modală, realizată fie cu ajutorul unui software precum MSC Adams/FLEX (ce utilizează teoria sistemelor multicorp), fie cu software de analiză cu elemente finite (MSC Adams, 2013), permite identificarea formelor modale și a frecvențelor naturale corespunzătoare. Rezultatele acestei analize sunt stocate ca fișiere binare sau fișiere neutre modale (*.mnf) pe care MSC Adams le poate importa și le poate utiliza în reprezentarea corpurilor flexibile.

5.3.2 Abordarea teoretică în MSC Adams

Primul pas pentru analiza dinamică a corpurilor flexibile este determinarea frecvențelor naturale și a modurilor proprii de vibrație (vectori de formă, forme modale) ale unui sistem neamortizat. Pentru asta se scrie ecuația de mișcare pentru vibrații libere.

5.3.3 Metoda superpoziției modurilor

Metoda permite abordarea analizei cinematice în MSC Adams, în condițiile în care ecuațiile care descriu mișcarea trebuie rezolvate considerând corpurile ca fiind flexibile. Importanța acestor date este că ilustrează modul în care o zală a lanțului dințat este influențată în timpul contactului cu pinionul.

5.3.4 Dezvoltarea modelului numeric al pendulului analogic al lui Huygens. în MSC Adams

Modelul pendulului analogic al lui Huygens a fost inițial instalat așa cum s-a discutat în capitolele anterioare, astfel încât să se asigure coordonatele corecte ale fiecărei părți din pendul. Zalele sunt apoi transformate din corpuri rigide în corpuri flexibile, iar fișierul (*.mnf) este creat în MSC Adams/FLEX. Pentru crearea acestui fișier (*.mnf) se parcurg mai multe etape, cum ar fi: discretizarea zalelor, stabilirea amortizării din sistem și poziționarea corpurilor flexibile.

5.3.5 Contacte în MSC Adams

MSC Adams nu își bazează calculele în totalitate pe teoria Hertziană pentru determinarea forțelor de contact și a rigidității. Forma geometrică a zalei, respectiv a pinionului sunt, de asemenea, importante pentru analiză. Totodată, analiza ține cont de rigiditatea corpurilor între care se realizează contactul.

5.3.6 Rezultate și Discuții

Studiul pendulului analogic al lui Huygens din punctul de vedere al dinamicii sistemelor multicorp flexibile are scopul de a observa efectul coliziunii zalelor cu pinionul din perspectiva energiei cinetice, a deformației și a răspunsului la frecvență. Așa cum am menționat anterior, pentru simplificarea modelului numeric și reducerea dimensiunii simulării, numai zalele sunt considerate corpuri flexibile. Se poate spune că mișcarea „masei moarte” („dead weight”) în timp ilustrează pierderea de energie cinetică în timpul mișcării, așa cum se arată în Figura 5.1.

Pierderea de energie cinetică se datorează forțelor de contact și forțelor de frecare dintre zale și pinion, precum și frecării dintre zale și bolțuri (care sunt reprezentate în model prin cuple de rotație). Conform celor menționate mai sus, se poate afirma că pierderea de energie din lanțul dințat este exponențială; totodată, acesta are o comportare corespunzătoare în ceea ce privește amortizarea, respectiv la șocuri multiple.

Forma exponențială a pierderii de energie a sistemului oferă explicația pentru denumirea lanțurilor dințate și „lanțuri silențioase”.

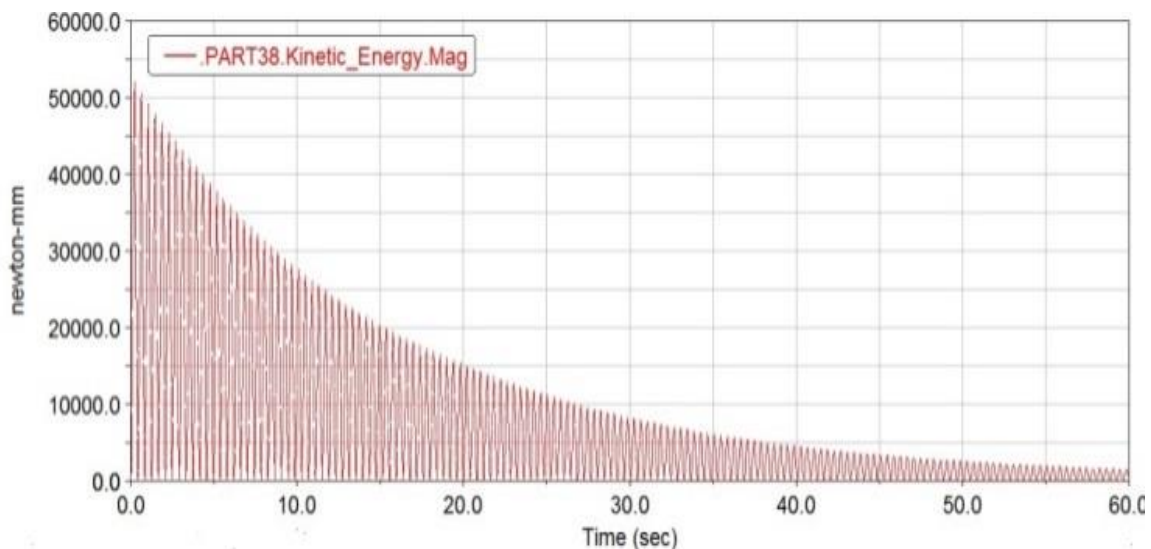


Fig. 5.1 Energia cinetică a masei moarte („dead weight”) a modelului (Shalaby et al., 2015)

Prin interpretarea accelerațiilor din sistem, se poate observa creșterea/ descreșterea vibrațiilor generate în timpul contactului dintre zale și pinion. Astfel, în Figura 5.3 se prezintă evoluția accelerației unui corp din sistem și răspunsul său la frecvență. Din aceeași figură se poate observa creșterea amplitudinii vibrațiilor în momentul în care primul corp este în accelerația.

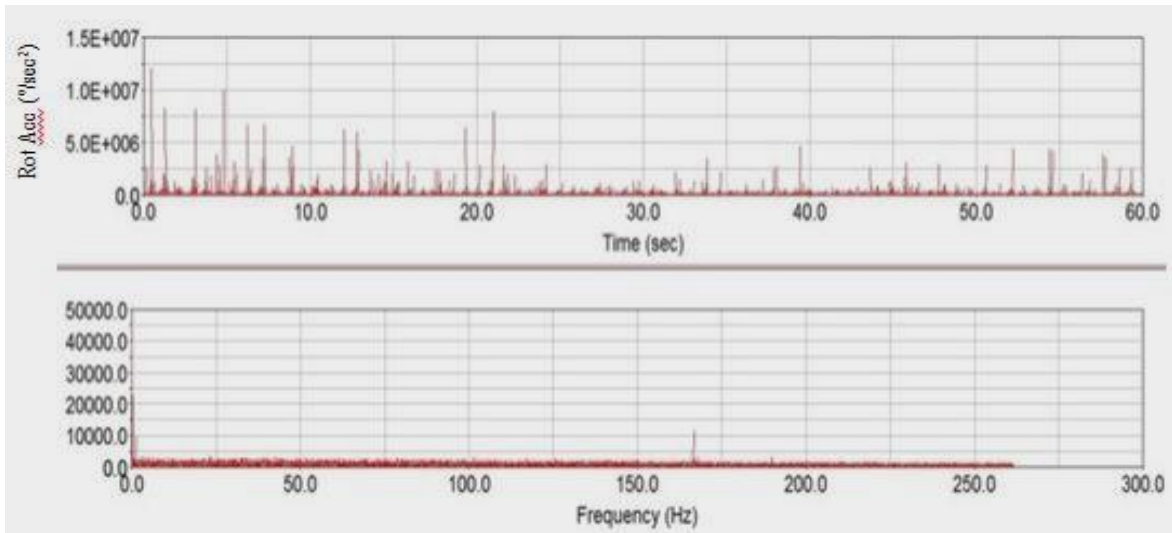


Fig.5.3 Accelația primului corp în contact – analiză în domeniul timpului și în domeniul frecvenței (Shalaby et al., 2015)

Forțele de contact ale perechilor de zale ale lanțului pot fi împărțite în intervale principale. În figura 5.5 se observă forțele generate la intrarea în angrenare, frecarea în timpul angrenării și ieșirea din angrenare.

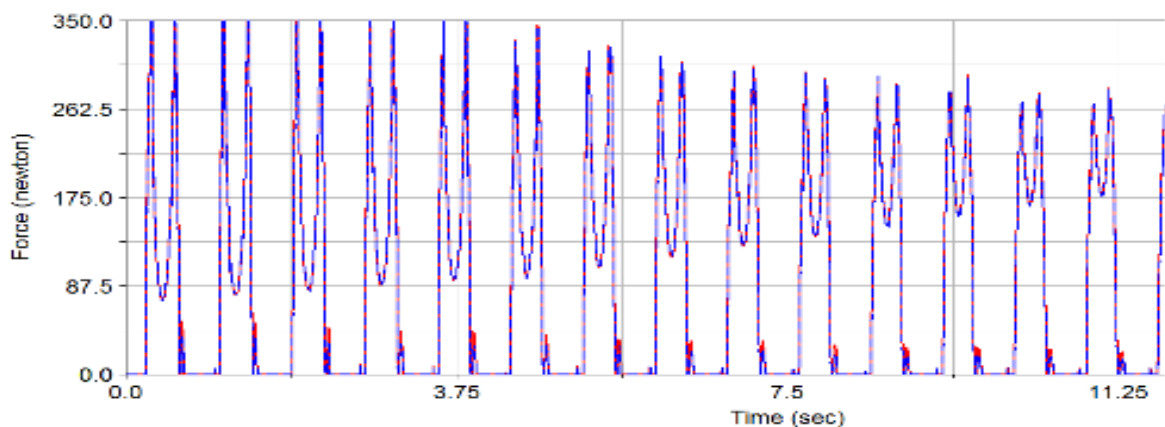


Fig. 5.5 Forțele de contact pe parcursul primului interval (Shalaby et al., 2015)

Al doilea interval ilustrează pierderea totală de energie cinetică din lanț în timpul mișcării, ceea ce determină lanțul să atingă poziția de repaus, așa cum se arată în Figura 5.6.

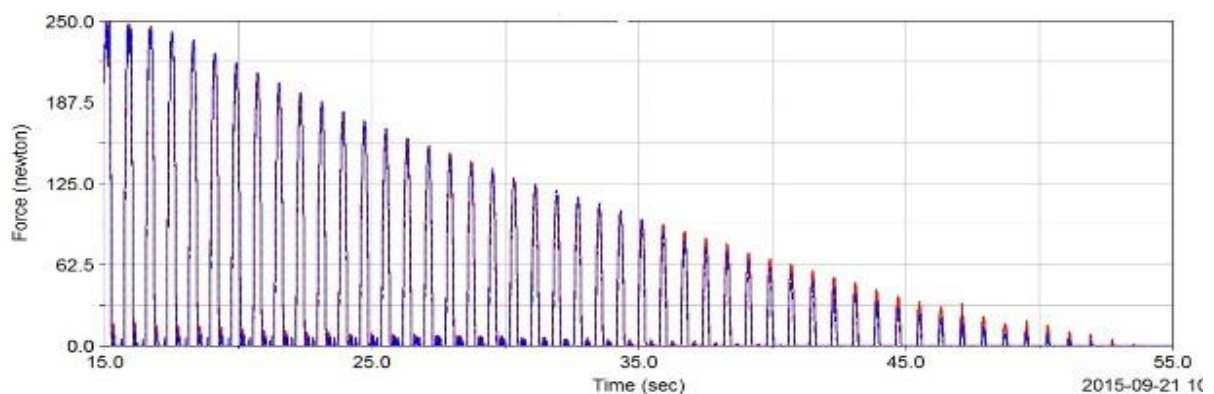


Fig. 5.6 Forțele de contact disipate (Shalaby et al. 2015)

Figura 5.9 indică contactele impulsive cu o lăţime de bandă foarte mică şi amplitudinea forţelor de contact care dispar pur şi simplu până când nu se mai observă un contact impulsiv, ceea ce înseamnă că oscilaţia nu are suficientă putere pentru a ridica zala pentru a intra în contact cu pinionul.

Se poate observa modul în care mişcarea pur şi simplu încetineşte din perspectiva timpului şi a frecvenţei, din cauza forţelor de contact, zalelor de lanţ cu pinionul şi frecării cuplelor care leagă zalele lanţului una de cealaltă.

Se poate indica aproximativ momentul şi poziţia primului contact al zalei cu pinionul şi micile vârfuri ale forţelor de contact, Figura 5.11 şi Figura 5.12.

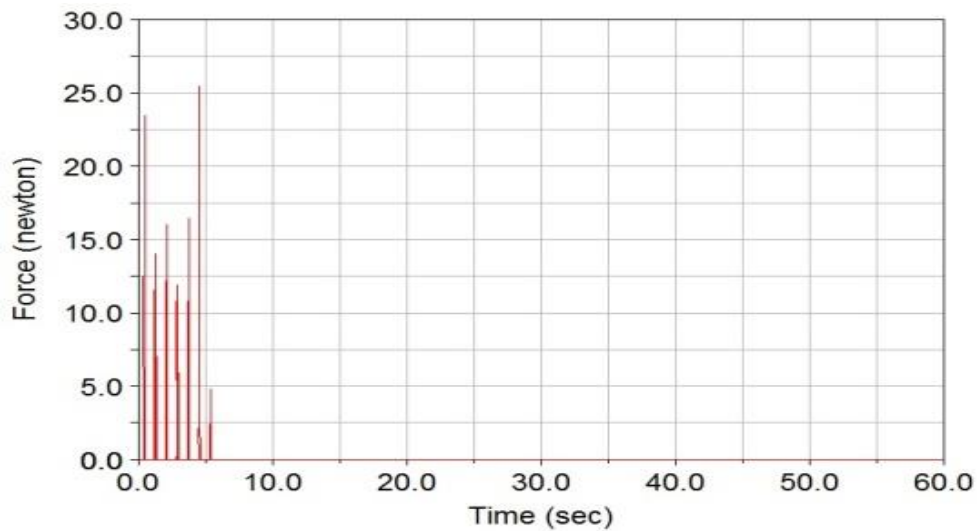


Fig. 5.9 Forţele de contact impulsive (Shalaby et al., 2015)

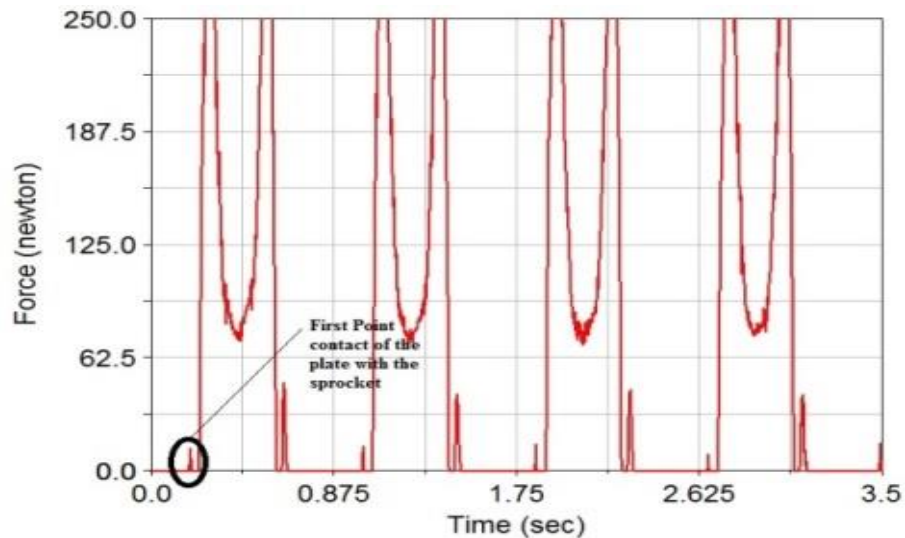


Fig. 5.11 Poziţia primului contact a unei zale cu pinionul (Shalaby et al., 2015)

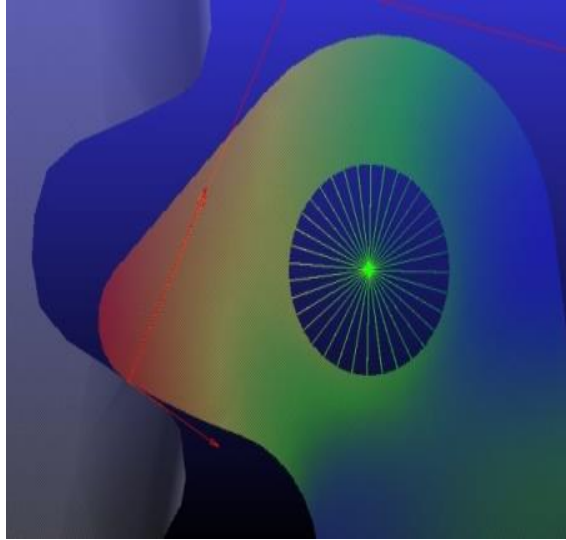


Fig. 5.12 Vedere parțială a primului contact, cu câmpul de deformării datorate contactului dintre zală și pinion (Shalaby et al., 2015)

Rezultatele ilustrează deviațiile nodurilor în timpul contactelor care ar putea conduce la mai multe tensiuni în centrul eclisei și la punctele care vor fi discutate în capitolul următor.

5.4 Concluzii

În acest capitol sunt prezentate rezultatele analizei comportării dinamice al unui lanț dințat din pendulul analogic al lui Huygens folosind abordarea sistemelor multicorp flexibile. Acest tip de analiză oferă o mai bună imagine asupra comportării sistemului în domeniul timpului și în domeniul frecvenței. De asemenea, oferă perspectiva asupra modului în care sistemul decelerează în formă exponențială.

Pe baza tuturor rezultatelor simulărilor, pot fi formulate următoarele concluzii (Shalaby et al., 2015):

1. Deoarece distanța unghiulară dintre zală și pinion este mai mare, vibrația produsă devine mai mică, dând impresia că lungimea este invers proporțională cu frecvența.
2. Zala din lanț care intră singură în contact cu pinionul este afectată mai mult de forțele de contact decât perechile de zale, deoarece suprafața de contact este mult mai mare.
3. Este identificat un prim contact al zalei cu pinionul. Acesta determină o reducere a forței de contact care amortizează într-o măsură impactul, chiar dacă valorile sunt mici. Primul punct de contact oferă pur și simplu o decelerare bruscă, pentru a nu avea un contact complet dintr-o dată (într-o singură etapă).
4. Simularea permite observarea dacă există sau nu un prim contact în partea interioară a zalei, în timpul oscilațiilor în jurul pinionului ; asta deoarece mărimea forțelor de contact este mult mai mare și generează vibrații mai mari (zgomote) în sistem. Obținerea primului contact depinde și de unghiul pe care îl fac zalele în contact cu pinionul. Fenomenul de dublu contact al lanțului dințat generează o decelerare exponențială, după cum se observă din deplasările sistemului și din graficul accelerațiilor.

5. Primul contact asigură o poziționare mai bună și o mai bună angajare (intrare în angrenare), pentru a reduce deformația totală a zalelor de lanț în timpul contactului cu pinionul.
6. Sistemul în sine suferă mai mult în timpul frecvențelor joase iar, pe măsură ce crește frecvența, sistemul capătă o comportare mai stabilă.

6.

Analiza modală și determinarea coeficientului de amortizare al unei zale din lanțul dințat

6.1 Considerații Generale

Acest capitol analizează în continuare efectul vibrațiilor asupra zalelor unui lanț dințat, respectiv frecvențele care afectează zala. Scopul este de a determina și de a evita frecvențele critice, adică de a împiedica zalele să atingă frecvențele naturale în timpul oscilațiilor și prin aceasta, să se evite rezonanța.

În același timp, identificarea coeficientului de amortizare al unei zale a lanțului dințat, prin rezolvarea ecuației de mișcare a zalei în timpul oscilației, reprezintă un pas important în înțelegerea comportării dinamice a zalei. Totodată, coeficientul de amortizare contribuie la stabilirea cauzei pierderii de energie cinetică în timpul mișcării.

Cele mai multe studii efectuate în sistemul de transmisii cu lanț au fost legate de contactele dintre suprafețele superioare ale zalelor lanțului și lamelele de întindere. Cu toate acestea, întrebarea „cum se poate reduce fenomenul de creștere a tensiunii peste anumite limite, în contacte?” este încă prezentă. S-au făcut încercări pentru o mai bună înțelegere a fenomenelor de contact, dar există încă probleme nerezolvate legate de comportarea zalelor de lanț în oscilație în jurul pinionului, așa cum s-a discutat în capitolele anterioare.

Pendulul analogic al lui Huygens este un instrument eficient pentru o astfel de cercetare, deoarece poate duce la o mai bună înțelegere a comportării lanțului dințat.

6.2 Modelarea și analiza numerică

6.2.1 Modelarea și analiza prin metoda sistemelor multicorp

Lanțul studiat are o structură de tip 2-2-1, ceea ce înseamnă că există două zale exterioare, două zale interioare și o zală intermediară. Mișcarea elementelor este inversată, adică pinionul este fix și lanțul este mobil. Realizarea modelului în MSC Adams a fost discutată în capitolele anterioare. Modelarea lanțului se face printr-un singur corp flexibil, a cărui poziție inițială este prezentată în Figura 6.1.

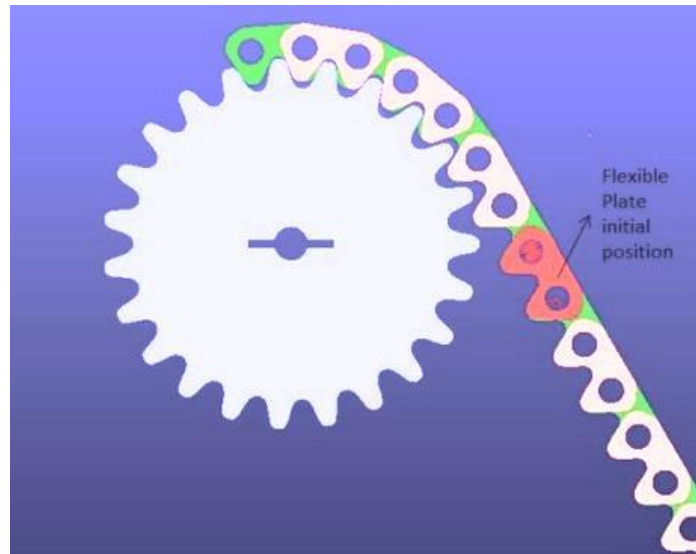


Fig 6.1 Modelul ansamblului pinion – lanț dințat, cu scoaterea în evidență a corpului flexibil (Shalaby et al., 2017)

Simularea a fost setată pentru a rula timp de zece secunde. Ea a permis calculul tensiunilor principale maxime și minime ale corpului flexibil, indicând astfel "punctul fierbinte", indicând zonele cele mai afectate din cauza contactului dintre zalele corpului flexibil din lanțul dințat, în mișcarea de angrenare cu pinionul, așa cum este ilustrat în Figura 6.4.

Conform calculelor efectuate, tensiunea principală maximă a fost determinată în valoare de 628,1 MPa la momentul $t = 0,674$ s, în nodul 4089.

Analiza oferă posibilitatea de a măsura forțele de contact dintre zalele de interes și pinion, precum și forțele din cuple. Mărimile forțelor din cuple sunt prezentate mai jos, în Tabelul 6.1.

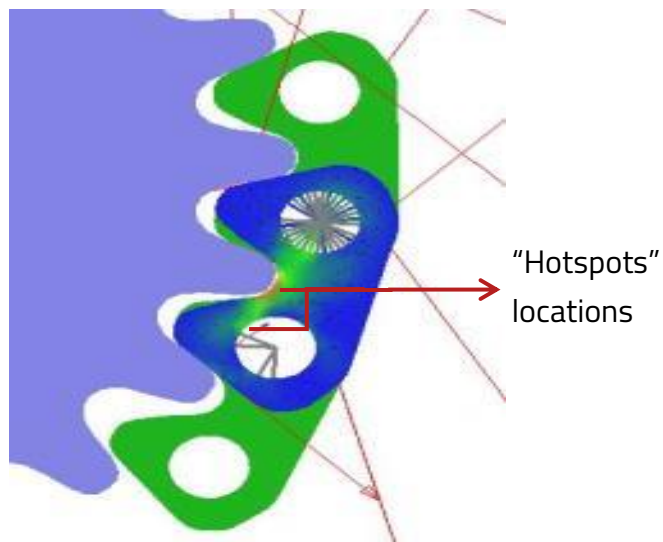


Fig. 6.4 Zonele cele mai afectate din cauza forțelor de contact (Shalaby et al. 2017)

Table 6.1 Mărima forțelor din cuple (Shalaby et al., 2017)

| Cuple | Amplitudinea forței la culă[N] |
|-------------------|--------------------------------|
| Zala 12 - Zala 13 | 192.79259 |
| Zala 13 - Zala 15 | 241.66594 |

6.2.2 Modelarea și analiza prin metoda elementelor finite

Analiza cu elemente finite a fost efectuată cu software-ul ABAQUS. Pentru analiza cu elemente finite, s-a considerat poziția sistemului la un anumit moment, astfel încât forțele să poată fi considerate ca fiind statice. Modelul cu elemente finite dezvoltat pentru zala 13 a fost investigat, cadru cu cadru, considerând condițiile la limită. În etapa următoare de modelare, au fost adăugate îmbinările din alezajele zalelor, prin introducerea unor cuple cinematice complet constrânse.

Pentru simplificarea modelului și a calculelor, s-a considerat că bolurile care conectează zalele lanțului între ele sunt rigide și au o valoare scăzută a rugozității suprafeței. În consecință, s-a presupus că forțele de frecare dintre cuple sunt suficient de reduse pentru a fi neglijate. Alezajul superior din zala 12 și alezajul inferior din zala 15 au fost complet constrânse, singura mișcare permisă fiind în jurul axei Z .

Suprafețele exterioare din stânga și din dreapta ale zalelor 13 și 14, ilustrate în Figura 6.5, sunt blocate din punctul de vedere al translațiilor pe axa Y în planul \widehat{YZ} , datorită efectului dinților pinionului pe zalele lanțului. Forțele inițiale au fost adăugate în alezajele zalelor 13 și 14, așa cum au fost ele calculate anterior în analiza cu MSC Adams. Elemente de formă hexagonală au fost utilizate pentru discretizarea structurii în elemente finite.

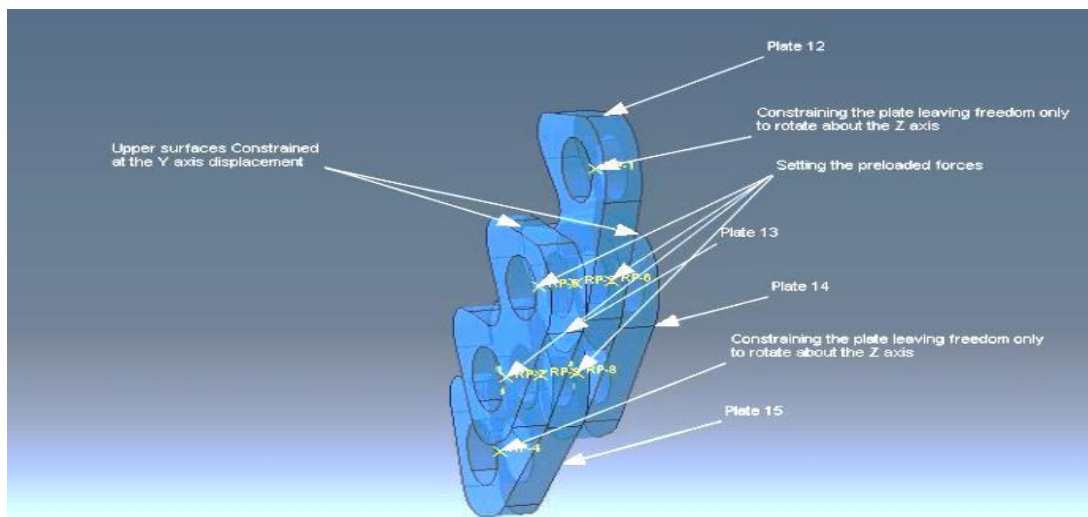


Fig. 6.5 Stabilirea modelului în Abaqus (Shalaby et al., 2017)

Scopul principal al analizei dinamice efectuate este de a calcula frecvențele proprii ale sistemului, astfel încât să se poată asigura o comportare dinamică stabilă a acestuia.

6.2.3 Rezultate și Discuții

Primele șase frecvențe proprii și modurile proprii asociate (cu excepția frecvențelor proprii și a modurilor proprii corespunzătoare mișcării rigidului - care au valori nule sau apropiate de 0) au rezultat din analiza dinamică efectuată utilizând metoda elementelor finite.

Pentru interpretarea rezultatelor au fost luate în considerare noduri aleatoare ale zalei 13. Aceste noduri sunt în cea mai mare parte afectate de solicitările la care sunt supuse. Nodurile prezentate în Figura 6.6 sunt distribuite între cei doi dinți și planul exterior stâng al zalei. Acestea au fost selectate pentru a observa evoluția solicitărilor în timpul oscilației zalei pe pinion.

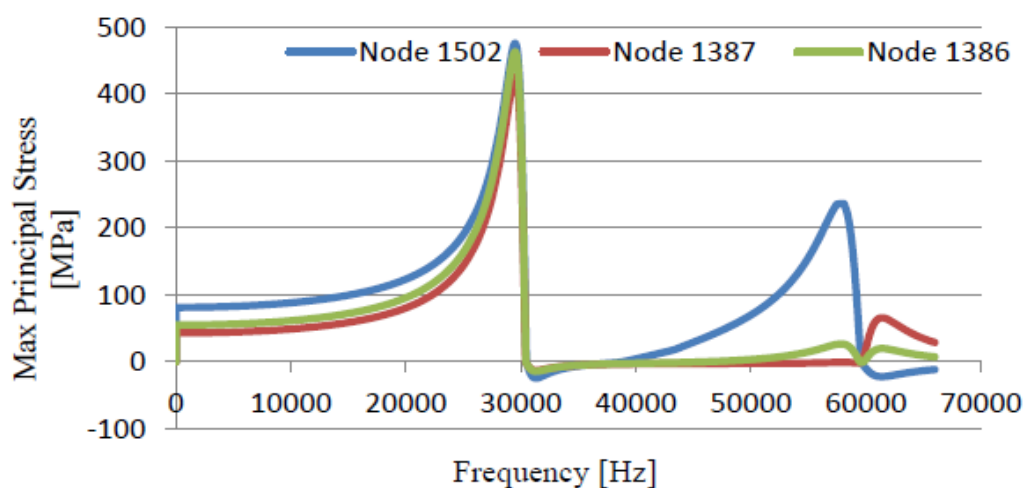


Fig. 6.6 Mărima solicitării principale maxime și frecvențele corespunzătoare (Shalaby et al., 2017)

Așa cum se prezintă în figurile 6.7 - 6.12, pe măsură ce frecvența crește, tensiunile maxime principale și deplasările nodale scad.

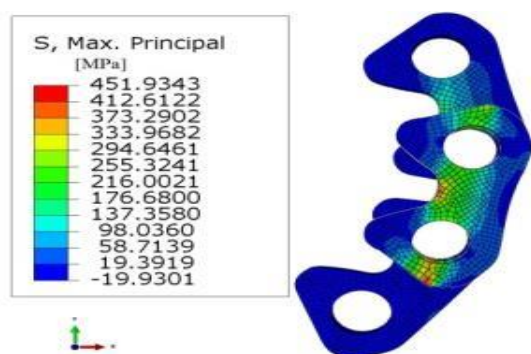


Fig. 6.7 Distribuția tensiunii maxime principale pentru modul 2 ($f = 27955$ Hz) (Shalaby et al., 2017)

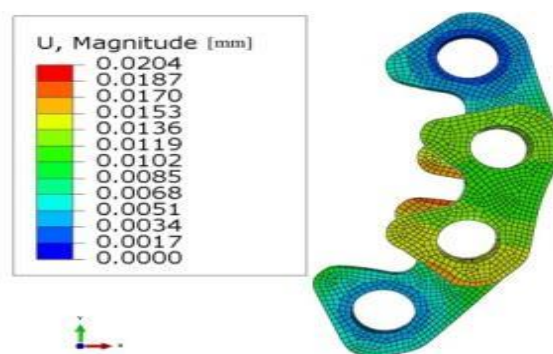


Fig. 6.8 Distribuția câmpului deviației pentru modul 2 ($f = 27955$ Hz) (Shalaby et al., 2017)

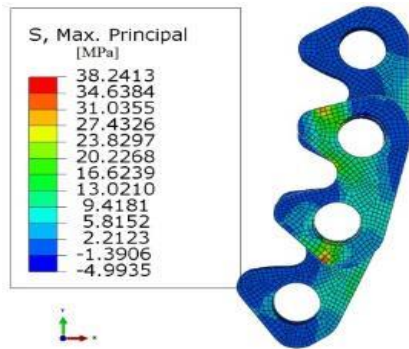


Fig. 6.9 Distribuția tensiunii maxime principale pentru modul 3 ($f = 30430$ Hz) (Shalaby et al., 2017)

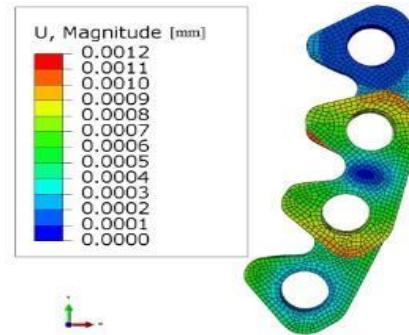


Fig. 6.10 Distribuția câmpului deformației pentru modul 3 ($f = 30430$ Hz) (Shalaby et al., 2017)

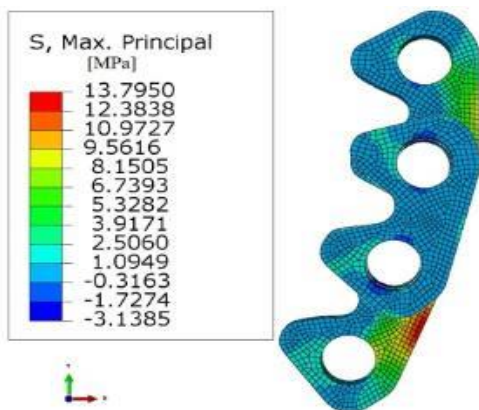


Fig. 6.11 Distribuția tensiunii maxime principale pentru modul 5 ($f = 59635$ Hz) (Shalaby et al., 2017)

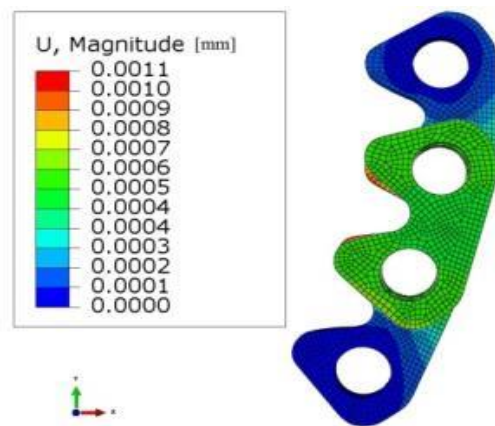


Fig. 6.12 Distribuția câmpului deformației pentru modul 5 ($f = 59635$ Hz) (Shalaby et al., 2017)

6.3 Determinarea coeficientului de amortizare al unei zale din lanțul dințat

Rezultatele analizei cinematice prezentate în Capitolul trei, paragraful 3.4.3, care au dus la obținerea deplasărilor, vitezelor și accelerațiilor unghiulare în cadrul pendulului analogic al lui Huygens, au permis, de asemenea, determinarea coeficientului de amortizare al unei zale (cu ajutorul modelului matematic dat de ecuația de mișcare cu un grad de libertate), respectiv calculul raportului de amortizare ζ .

Figura 6.14 prezintă deplasările, maxime ale nodurilor într-o zală a lanțului dințat, datorită forțelor exercitate asupra zalei pe direcția axei X ; aceste rezultate permit determinarea rigidității liniare a zalei.

Deplasările, vitezele și accelerațiile unghiulare, calculate în paragrafele 3.4.3 și 3.6.4, sunt apoi înlocuite în ecuația generală de mișcare (Francis, 1994), exprimată prin relația (6.6). Aceasta conduce la determinarea coeficientului de amortizare, considerând că nu se aplică alte forțe exterioare.

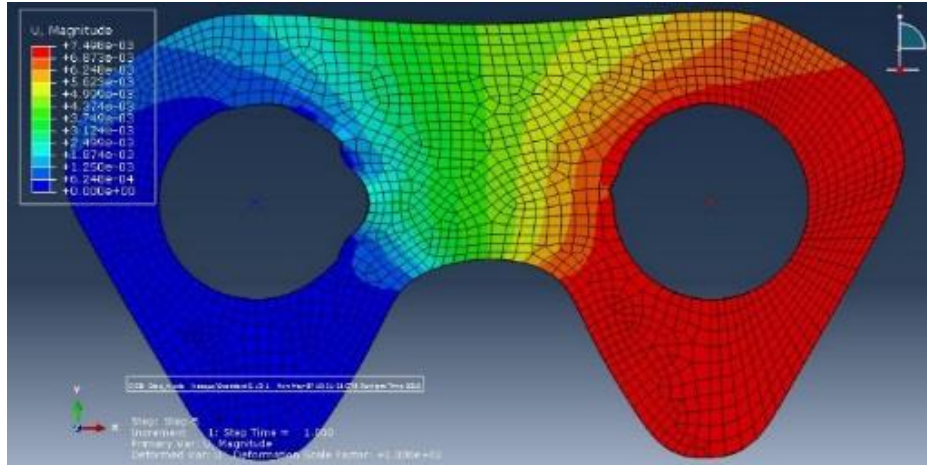


Fig. 6.14 Deplasările nodale ale unei zale a lanțului dințat

$$I \cdot \{\ddot{\theta}\} + C \cdot \{\dot{\theta}\} + K \cdot \{\theta\} = 0, \quad (6.6)$$

unde:

K – este rigiditatea liniară exprimată prin legile lui Hook și calculată cu ajutorul softului de elemente finite ABAQUS;

I – este momentul de inerție al zalei de lanț dințat.;

$\ddot{\theta}$ - este accelerația unghiulară a zalei de lanț dințat.;

$\dot{\theta}$ – este viteza unghiulară a zalei de lanț dințat.;

θ – este deplasarea unghiulară a zalei de lanț dințat.;

C – este coeficientul de amortizare al zalei de lanț dințat.;

Considerând ω_n pulsația (viteza unghiulară) corespunzătoare frecvenței naturale a zalei flexibile (Francis, 1994)

$$\omega_n = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{K}{I}}. \quad (6.7)$$

Raportul de amortizare ζ este apoi calculat (Francis, 1994)

$$\zeta = \frac{\omega}{\omega_n}, \quad (6.8)$$

unde ω este pulsația (viteza unghiulară) corespunzătoare frecvenței imprimare zalei flexibile.

Figura 6.15 indică scăderea exponențială a raportului de amortizare față de viteză. Deoarece există multe oscilații complete, din rezolvarea ecuației (6.6), rezultă mai multe valori ale raportului de amortizare pentru aceeași viteză. Prin urmare, în încercarea de a găsi relația dintre raportul de amortizare și viteza zalei, s-a determinat curba de interpolare prezentată în Figura 6.15. Legătura dintre raportul de amortizare și viteza unghiulară poate fi exprimată prin relația 6.9:

$$\zeta(\%) = 62.92 \cdot \exp(-0.6591 \cdot \dot{\theta}) + 6.385 \cdot \exp(-0.05017 \cdot \dot{\theta}) \quad (6.9)$$

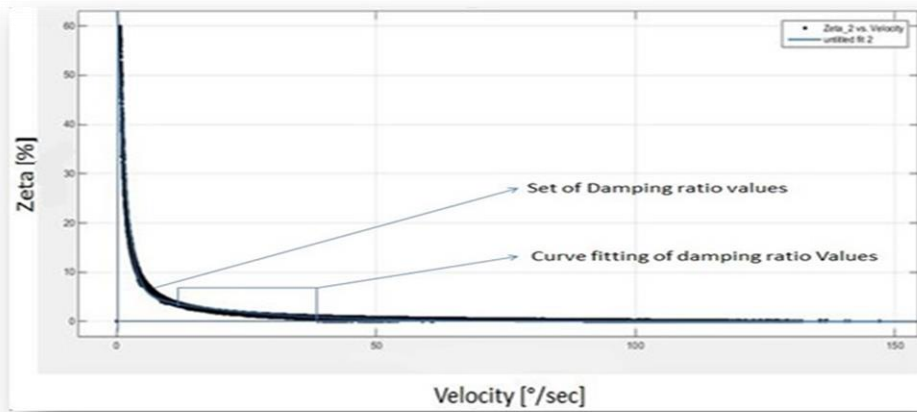


Fig. 6.15 Relația dintre raportul de amortizare și viteză.

6.4 Concluzii

S-a efectuat analiza modală a unei zale a lanțului dințat în mișcare de oscilație în jurul pinionului din pendulul analogic al lui Huygens, cu scopul de a-i identifica comportarea dinamică prin determinarea frecvențelor proprii. Acestea trebuie evitate, pentru ca sistemul să nu ajungă la rezonanță.

Metoda de cercetare prezentată în acest capitol permite determinarea zonelor de solicitare maximă și a deplasărilor nodale, la contactul dintre zale și pinion, la diferite frecvențe.

Au fost obținute diferite valori ale raportului de amortizare, la viteze foarte scăzute. Acestea indică calitatea unui lanț la viteze reduse. Pe măsură ce viteza crește, raportul de amortizare scade, după cum s-a discutat în paragraful 6.3. Aceasta ar putea indica pierderea de energie atunci când sistemul decelerează din cauza inerției. Rezultatele obținute din această cercetare permit înțelegerea comportării lanțurilor dințate, în general.

7.

Concluzii Generale și Contribuții Originale

Această teză de doctorat abordează o problemă de cercetare actuală cu privire la sistemele de transmisie cu lanț dințat, respectiv reducerea nivelului de vibrații cauzate de acest tip de transmisie. În acest sens, studiul transmisiei cu lanț dințat sub aspect cinematic și dinamic urmărește să contribuie la o mai bună înțelegere a fenomenelor apărute la contactul dintre zale și pinion, în scopul diminuării efectelor nedorite din sistem. Dacă se adoptă pentru studiu modelul pendulului analogic al lui Huygens, comportarea lanțului dințat depinde de forțele de contact determinate de oscilațiile zalelor lanțului la angrenarea cu pinionul.

Obiectivele științifice formulate inițial au fost realizate cu succes prin parcurgerea etapelor de cercetare propuse. Rezultatele cercetării au dus la concluziile prezentate mai jos:

- S-au determinat cauzele care conduc la neuniformitatea deplasărilor unghiulare și a derivatelor lor (viteze și accelerații) pentru zalele lanțului dințat din pendulul analogic al lui Huygens. În acest sens, se observă clar efectul de pendul dublu în timpul oscilației lanțului, fiind evidentă dependența comportării sistemului de rigiditate a lanțului. Cu cât rigiditatea este mai mare, cu atât efectul de pendul dublu tinde să dispară. Vibrațiile zalelor poziționate imediat după ultima zală supusă contactului sau impactului cu dinții pinionului se disipă lent de-a lungul lanțului.
- S-a realizat modelarea matematică a pendulului analogic al lui Huygens, punându-se astfel bazele pentru analiza cinematică a unui lanț dințat; aceasta pune în evidență caracteristicile oscilației printr-o ecuație simplă, ce permite determinarea modului în care se poziționează o zală a lanțului într-un anumit interval de timp, față de poziția sa inițială. De asemenea, s-a stabilit masa zalei, ceea ce ar putea reduce în mod semnificativ timpul de simulare.
- Rezultatele obținute în urma simulărilor numerice din analiza cinematică a lanțului dințat din pendulul analogic al lui Huygens sunt în strânsă corelație cu datele experimentale. În plus, apropierea dintre caracteristicile de amortizare obținute din determinările experimentale, pe de o parte, respectiv din analiza numerică, pe de altă parte, reprezintă și dovedesc precizia analizei prin metoda sistemelor multicorp. S-a pus în evidență efectul diferitelor tipuri de lanțuri dințate și a diferitelor geometrii ale conturului zalelor acestora. Diferențele arată că un anumit tip de lanț pierde mai multă energie în timpul oscilației sale înapoi către poziția inițială. Pierderea de energie se provocată
- contactelor dintre zale și pinion. Deoarece geometriile analizate sunt destul de asemănătoare, se poate afirma că, pentru conservarea energiei în timpul oscilațiilor, o importanță deosebită o are modul în care se realizează asamblarea zalelor din componența lanțului.
- În analiza cinematică a lanțului dințat este, de asemenea, importantă estimarea corectă a factorilor de amortizare a contactelor (C.D.F. - Contact Damping Factors). Se poate, astfel, concluziona că lanțul dințat prezintă două moduri diferite de comportare în timpul oscilației din pendulul analogic al lui Huygens: deplasări unghiulare mari - pe de o parte și deplasări unghiulare

mici - pe de altă parte. Totodată, se poate concluziona că lanțul dințat se comportă diferit când se deplasează înspre pinion, respectiv atunci când se îndepărtează de acesta. Acest lucru se întâmplă cu condiția ca zalele superioare ale lanțului să fie în contact permanent cu pinionul. Ambele concluzii prezentate mai sus demonstrează că lanțul dințat are o comportare neliniară și, ca urmare, pentru determinarea comportării sale, analiza trebuie divizată în patru intervale diferite, ceea ce conduce la identificarea de valori diferite pentru factorii de amortizare ale elementelor în contact.

- Corelația strânsă dintre rezultatele experimentale și simulările numerice validează modelul numeric.
- Studiul forțelor de contact dintre zalele lanțului dințat și pinionul din pendulul analogic al lui Huygens s-a realizat ținând cont de caracteristicile materialului utilizat în construcția respectivelor elemente. Rezultatele analizei cinematice au contribuit, la rândul lor, la determinarea forțelor de contact. Astfel, concluziile sunt următoarele:
 - Cu cât distanța unghiulară dintre zale și pinion este mai mare, vibrațiile produse devin mai mici, dând impresia că distanța este invers proporțională cu amplitudinea oscilațiilor.
 - Cu cât numărul zalelor care intră în contact este mai mic, cu atât tensiunea în interiorul lor este mai mare, datorită faptului că suprafața de contact este mai mică.
 - Contactul dintre zală și dinții pinionului reprezintă un fenomen ce trebuie analizat în două etape. Există un prim contact dintre zală și pinion, care pur și simplu reduce forța principală de contact, acționând în favoarea amortizării impactului, chiar dacă valorile sunt mici. Primul punct de contact determină o decelerare bruscă, astfel încât se poate spune că nu există un contact efectiv în prima etapă.
 - Se poate observa că dacă nu există un prim contact în partea interioară a zalelor în angrenare cu pinionul, mărirea forțelor de contact este mult mai mare, generând o creștere a vibrațiilor din sistem. Realizarea acestui prim contact depinde și de unghiul sub care zalele intră în contact cu pinionul. Fenomenul de contact dublu al lanțului dințat produce o decelerare exponențială, după cum rezultă în mod clar din deplasările sistemului și din curbele de accelerații.
 - Primul contact asigură o poziționare mai bună și o mai bună angrenare a zalelor cu dinții pinionului, ceea ce reduce deformația totală a zalelor lanțului în timpul contactului.
 - Sistemul în sine suferă în timpul oscilațiilor la frecvențe joase și, pe măsură ce frecvența crește, crește și stabilitatea sa.
- S-a realizat analiza dinamică a lanțului dințat al pendulului analogic al lui Huygens folosind metoda sistemelor multicorp, pentru determinarea momentului în care forțele de contact ating valorile cele mai ridicate, precum și a poziției zalei în momentul aplicării respectivei forțe.
- Rezultatele analizei dinamice permit, de asemenea, identificarea frecvențelor proprii, ce trebuie evitate pentru ca sistemul să nu intre în rezonanță și, în consecință, să nu ajungă într-o stare critică. Metoda de cercetare aplicată permite, de asemenea, identificarea zonelor în care solicitarea este maximă și deplasărilor nodurilor datorate contactului dintre zalele lanțului și pinion, la diferite frecvențe.

- Au fost obținute diferite valori ale coeficientului de amortizare al sistemului, la viteze foarte mici. Coeficientul de amortizare reprezintă un bun indiciu cu privire la calitatea comportării lanțului dințat la viteze reduse. Pe măsură ce viteza crește, coeficientul de amortizare scade, așa cum s-a arătat în paragraful 6.3. Aceasta indică pierderea de energie atunci când sistemul decelerează din cauza inerției. Metodologia de cercetare aplicată în acest caz poate fi extinsă, ea contribuind la înțelegerea caracteristicilor unui lanț dințat, în general.
- Valorile obținute pentru coeficientul de amortizare prin studiul mișcării induse în timpul oscilației lanțului dințat în jurul pinionului din pendulul analogic al lui Huygens pot fi ulterior utilizate pentru identificarea comportării dinamice a unei zale de lanț dințat într-un sistem de transmisie oarecare.

Principalele avantaje și activitățile viitoare de utilizare a modelului pendulului analogic al lui Huygens

- Cea mai mare parte a cercetărilor din acest domeniu se bazează pe dinamica sistemelor de transmisii cu lanț, ce funcționează la viteze ridicate. Modelul propus, al pendulului analogic al lui Huygens, are o mișcare la viteze mici, ceea ce permite o mai bună identificare a schimbărilor în cinematica unei zale a lanțului dințat, în timpul funcționării.
- Realizarea experimentelor nu durează mult, această abordare reprezentând o metodă mai ieftină de validare a modelului numeric prin corelarea datelor experimentale cu cele obținute din analiza numerică.
- Din datele obținute în abordarea experimentală pot fi obținute caracteristicile de amortizare ale unei zale de lanț, ceea ce permite determinarea comportării dinamice a lanțului dințat în timpul funcționării.
- Pentru o mai bună înțelegere a cauzelor privind pierderile de energie în timpul mișcării, se pot realiza studii asupra zgomotelor. Acestea pot indica cât de multă energie cinetică este transformată în energie acustică din cauza frecării dintre zale și cuple sau din cauza contactului dintre zale și pinion.
- În continuarea studiilor pe această temă, se pot utiliza diferite teorii privind contactul și determina corelațiile dintre acestea, prin fenomenele apărute în timpul oscilației dintre lanțul dințat și pinion în pendulul analogic al lui Huygens.

Contribuțiile personale originale din prezenta teză sunt:

- S-a realizat modelul numeric al unui lanț dințat din pendulul analogic al lui Huygens. S-a studiat cinematica lanțului dințat cu ajutorul teoriei sistemelor multicorp - abordarea numerică, cu corpuri rigide, utilizând programul software MSC Adams. S-a elaborat un model analitic, prin diagrame bloc, pentru studiul comportării pendulului analogic al lui Huygens. S-a realizat analiza cinematică experimentală a lanțului dințat în cadrul pendulului analogic al lui Huygens. Rezultatele numerice au fost corelate cu cele experimentale.
- S-au studiat forțele de contact dintre zalele lanțului dințat și pinion, din pendulul analogic al lui Huygens, cu luarea în considerare a caracteristicilor materialelor din construcția zalelor lanțului și pinionului. Studiul a condus la determinarea respectivelor forțe.

- S-a realizat analiza dinamică a lanțului dințat din pendulul analogic al lui Huygens utilizând teoria sistemelor multicorp - abordarea prin corpuri flexibile; s-a determinat astfel momentul în care forțele de contact ating valorile cele mai ridicate, precum și poziția zalei în momentul aplicării acelei forțe.
- S-a realizat analiza modală pentru zalele lanțului dințat în contact cu pinionul, pentru a stabili corelația dintre diferitele frecvențe și tensiuni din zale datorate forțelor de contact. De asemenea, s-au obținut coeficienții de amortizare al zalei lanțului dințat, în încercarea de a înțelege cauzele pierderilor de energie din timpul oscilațiilor.

Rezultatele cercetării din prezenta teză de doctorat au fost diseminate în patru lucrări științifice, toate prezentate în cadrul unor conferințe internaționale și publicate în volumele conferințelor, precum și un articol publicat în Buletinul științific al Universității Transilvania din Brașov:

Lista de publicații

1. **Shalaby, K.**, Lache, S., Plămădeală, R., Dynamic Analysis of the Inverted Tooth Chain Plates Moving Towards Sprocket, in: Herisanu N., Marinca V. (eds.) Acoustics and Vibration of Mechanical Structures - AVMS-2017. Springer Proceedings in Physics, vol. 198. Springer, Cham, pp 341-348, DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-319-69823-6_40, Print ISBN: 978-3-319-69822-9, Online ISBN: 978-3-319-69823-6 (indexed BD SCOPUS and Web of Science). Paper presented at the International Conference Acoustics and Vibration of Mechanical Structures (AVMS 2017), 25-26 May 2017, Timisoara, Romania.
2. **Shalaby, K.**, Corciova, F., Lache, S., Validation of Kinematic Simulation of Sprocket Contacts of Chain Links by Experiments, in "CONAT 2016 International Congress of Automotive and Transport Engineering", pp. 144-151, Ed. Springer 2016 (indexed BD Web of Science – conference proceedings). Paper presented at the 12th International Congress of Automotive and Transport Engineering (CONAT 2016), 26-29 October 2016, Brasov, Romania.
3. **Shalaby, K.**, Lache, S., Corciova, F., Contact Forces Analysis of an Analogous Huygens Pendulum Using Inverted Tooth Chain, International Journal of Materials, Mechanics and Manufacturing, Vol. 4, No. 3, August 2016, ISSN 1793-8198, DOI: 10.7763/ IJMMM.2016. V4. 259, pp. 195-199. Paper presented at the International Conference on Advances in Engineering Materials (ICAEM 2015), 27-30 June 2015, Constanta, Romania.
4. **Shalaby, K.**, Lache, S., Radu, F., The Analysis of an Analogous Huygens Pendulum Connected with I.T.C. Using Flexible Multibody Dynamic Simulations, the 6th International Conference Computational Mechanics and Virtual Engineering (COMEC 2015), 15-16 October 2015, Brașov, Romania, pp. 65-71, ISSN 2457-8541.
5. **Shalaby, K.**, Lache, S., Kinematic Analysis of an Analogous Huygens Pendulum Behaviour using Inverted Tooth Chain, Bulletin of the Transilvania University of Brașov, Series I: Engineering Sciences, Vol. 8 (57), No. 1- 2015, ISSN 2065-2119 (Print), ISSN 2065-2127 (CD-ROM), pp. 19-24.

Bibliografie

- ADAMS 2008r Release guide. (2008).
- American Chain Association. (2006). Standard handbook of chains. Chains for power transmission and material handling (2 ed.).
- Bucknar, N. K. (2004). Dynamic modeling of the travelling chain transmission. ASME, Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, 28th Biennial Mechanisms and Robotic Conferences, 2nd. Salt Lake City, Utah, USA.
- Candida, P., Ambrosia, J & Ramalho, A. (2016). Planar roller chain drive dynamics using a cylindrical contact force model. International Journal of Mechanics Based Design of Structures and Machines, 44, 109-122.
- Candida, P., Ambrosia, J & Ramalho, A. (2011). Contact mechanics in a roller chain drive using a multibody approach. 13th World Congress in Mechanism and Machine Science, 19-25. Guanajuato, Mexico.
- Ceccarelli, M. (2011). History of mechanism and machine science. ISSN: 1875-3442.
- Choi, W & Johnson, G. E. (September, 1993). Vibration of roller chain drives at low, medium and high operating speeds. Proceeding of the 14th Biennial ASME Conference on Vibration and Noise, 431-439. Albuquerque, NM, USA.
- Craig, R.R & Kurdila, A.J.(2006). Fundamental of structural dynamics. New Jersey, John Wiley & Sons.
- Ebhota, W. S, Ademola, E & Oghenakaro, P. (April, 2014). Fundamentals of sprocket design and reverse engineering of rear sprocket of a Yamaha CY80 motorcycle. International Journal of Engineering and Technology, 4(4), 170-179.
- Eedham, J. (1986). Science and civilization in China. (4), Part 2, Mechanical Engineering. Cave Books, LTD.
- Emmerson, A. (2006). Things are seldom what they seem Christian Huygens, the pendulum and the cycloid. NAWCC Bulletin, 295-312.
- Flores, P. (2015). Euler angles, Bryant angles and Euler parameters. Concepts and formulations for spatial Multibody Dynamics. Springer, New York, 15-22.
- Francis, H.R.(Dec, 1994). Automatic control engineering. (5th ed), McGraw-Hill series in Mechanical Engineering.
- Gavrilă, C. C& Velicu, R. (2014a). Transversal mobile coupling with toothed sectors, kinematics as Multibody system. Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, XI (XXI)(1), 3, 158-162.
- Gavrilă, C. C& Velicu, R. (2014b). Geometrical study of guid-chain contact, for general chain transmission. Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, XI (XXI)(1), 3, 163-166.
- Goeffrey, V. (June, 2014). Modeling of mechanical transmission system in vehicle dynamics. University De Liege, Aerospace and Mechanical Department.

- Green, R. E. (1996). *Machinery's handbook*. New York, USA: Industrial Press, ISBN 978-0-8311-2575-2.
- Hua, S., Jianzhong, S., Badiu, F., Zhu, J., & Xu, L. (2006). Modeling and simulation of multiple impacts of falling rigid bodies. *Mathematical and computer modelling* (43), 592-611.
- Hunt, K & Crossley, F. (1975). Coefficient of restitution interpreted as damping vibroimpact. *Journal of Allied Mechanics*, 2(42), 440-445.
- Hyakutake, T., Inagaki, M., Matsuda, M., Hakamada, N & Teramachi, Y. (2001). Measurement of friction in timing chains. *Journal of Society of Automotive Engineers of Japan* (22), 343-347.
- Ishihama, M & Watanabe, H. (May 2010). Analysis and control of inverted tooth chain vibration. *World Automotive Congress FISITA*, 852-861, Budapest.
- Jaliu, C., Velicu, R, & Papuc, R. (2012). Tensioning and guiding systems used in chain drives. (U. o. Oradea, Ed.) *Analele Universității din Oradea, Fascicula Management și Inginerie Tehnologică*, 11(XX1)(2), 17-22.
- Jan, F& Trung, T.N.(2017). Simulation of failure in gearbox using MSC Adams. (65), Brno, Czech Republic.
- Junzhou, S. Y., Yang, J & Li, T. (2013, July). Static and dynamic characteristics of the chain drive system of the heavy duty apron feeder. *The Open Mechanical Engineering Journal*, 121-128.
- Kim, M. S & Johnson, G. E. (September, 1993). General, multibody dynamic model to predict the behaviour of roller chain drives at moderate and high speeds. *Advances in Design Automation ASME*, 65(1), 257-268. Albuquerque, USA.
- Lankarini, H. (1988). Canonical Equation of motion and estimation of parameters in the analysis of impact problems. PhD Thesis, Arizona, University of Arizona.
- Li, X. X., Yang, Y& Zongya, C. (2010). Dynamic modeling of a roller chain drive system considering the flexibility of input shaft. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 23(3), 367-374.
- Liu, S. P., Wang, K. W., Hayek, S. I& et, al. (1999). A global-local integrated study of roller chain meshing dynamics. *Journal of Sound and Vibration*, 3(121), 402-408.
- Mihai, T. L & Radu, P. (May 2016). FEM modeling of the lubrication in guide-chain link contacts. *Annals of the University of Oradea, Fascicle of Management and Technological Engineering*(1), 43-46.
- Mirouche, F. (2006). *Fundamentals of multibody dynamics theory and applications*. Basel.
- MSC. (2004). *MSC NASTRAN Help*.
- MSC. (2013). *MSC ADAMS Help*.
- Mulik, R. V & Joshi, M. M. (2014, May). Dynamic analysis of the timing chain system of a high speed three cylinder engine. *Research Invent International Journal of Engineering and Science*, 4(5), 21-25.
- Nikhil, A. P & Prof. Kale, P. R. (July, 2016). A Review on carbon fiber sprocket design analysis and experimental validation. *IJSART*, 2(7), 5-8.
- Papuc, R & Velicu, R. (2012). Tribological study of guide-chain contact. *Annals of the University of Oradea. Fascicle of Management and Technological Engineering*, XI (XXI)(2), 2.17-2.22.

- Papuc, R, Velicu, R & Lates, M. T. (May, 2015). Guide-chain contact pressure tribological analysis. *Annals of the University of Oradea. Fascicle of Management and Technological Engineering*(1), 170-174.
- Parviz, E. N. (1988). *Computer-aided analysis of mechanical systems*. Prentice-Hall. Upper Saddle River, NJ, USA, ISBN:0-13-164220-0.
- Pedersen, S. L, Hansen, J. M & Ambrosio Jorge, A. C. (2004). A roller chain drive model including contact with guide-bars. *Multibody System Dynamics*, 3(12), 285-301.
- Popinceanu, N. (1985). *Fundamental problems with rolling contact, Probleme fundamentale ale contactelor cu rostogolire*, Ch. 5. (B. Tehnica, Ed).
- Rene, P & Dominik, S. (2014). *Vibration based planetary gear analysis and damage detection*. Master of Science in Mechanical Engineering, Faculty of California Polytechnic State University.
- Ruiten, V. J., Proost, R & Mewissen, M. (November, 28th, 2012). How the choice of the polyamide type in timing chains tensioning systems affects the CO₂ emission and fuel economy of internal combustion engines. Presentation at VDI Veetiltrieb un Zylinderkopf.
- Shabana, A. A. (1997, March 12). Flexible multibody dynamics: Review of past and present developments. *Multibody system Dynamics*, 1, 189-222.
- Shabana, A. A. (2000). *Computational dynamics*. 2nd ed. John Wiley and Sons, New York.
- Shabana, A. A. (2013). *Dynamics of multibody systems* (4th ed.). Chicago: Cambridge University Press.
- Shalaby, K.,** Lache, S& Plămădeală, R.(2017). Dynamic analysis of the Inverted Tooth Chain plates moving towards sprocket, in: Herisanu N., Marinca V. (eds.) *Acoustics and Vibration of Mechanical Structures - AVMS-2017*. Springer Proceedings in Physics, vol. 198. Springer, Cham, pp 341-348, DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-319-69823-6_40, Print ISBN: 978-3-319-69822-9, Online ISBN: 978-3-319-69823-6 (indexed BD SCOPUS).
- Shalaby, K.,** Corciova, F& Lache, S.(2016a). Validation of kinematic simulation of sprocket contacts of chain links by experiments, “CONAT 2016 International Congress of Automotive and Transport Engineering”, pp. 144-151, Ed. Springer 2016 (indexed BD Web of Science – conference proceedings).
- Shalaby, K.,** Lache, S& Corciova, F.(August, 2016b). Contact forces analysis of an Analogous Huygens Pendulum using Inverted Tooth Chain, *International Journal of Materials, Mechanics and Manufacturing*, 4(3), ISSN 1793-8198, DOI: 10.7763/IJMMM.2016.V4.259, pp. 195-199.
- Shalaby, K.,** Lache, S & Radu, F.(October, 2015). The analysis of an Analogous Huygens Pendulum connected with I.T.C. using flexible Multibody Dynamic simulations, the 6th International Conference Computational Mechanics and Virtual Engineering (COMEC 2015, Braşov, Romania, pp. 65-71, ISSN 2457-8541.
- Shalaby, K & Lache, S.(2015). Kinematic analysis of an Analogous Huygens Pendulum behaviour using Inverted Tooth Chain, *Bulletin of the Transilvania University of Braşov, Series I: Engineering Sciences*, Vol. 8 (57), No. 1- 2015, ISSN 2065-2119 (Print), ISSN 2065-2127 (CD-ROM), pp. 19-24.
- Shan, H., Su, J. Z., Badiu, F., Zhu, J. S & Xu, L. (2006). Modeling and simulation of multiple impacts of falling rigid bodies. *Mathematical and Computer Modeilling*, 43, 592-611.

- Shizhu, W & Ping, H. (2012). Principles of tribology. Singapore (Ed), Tsinghua University Press.
- Sine, L. P. (2004). Simulation and analysis of roller chain drive systems. Phd Dissertation, Technical University of Denmark.
- Stachowiak, G. W & Batchelor, A. W. (2005). Engineering tribology (3rd ed.). Elsevier, Burlington.
- Troedsson, I & Vedmar, L. (1999). Methods to determine the static load distribution in a chain drive. *Journal of Mechanical Design*, 3(121), 402-408.
- Troedsson, I & Vedmar, L. (2001). A dynamic analysis of the oscillations in a chain drive. *Journal of Mechanical Design*, 3(123), 395-401.
- Troedsson, I & Vedmar, L. (2001). A method to determine the dynamic load distribution in a chain drive. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 5(216), 569-579.
- Van, D. L & Schwab, Q. R. (2002). Multibody Dynamics. Lecture Notes, Rotterdam, Delft University of Technology.
- Veikos, N. M & Preudenstein, F. (September, 1992). On the dynamic analysis of roller chain drives, Part (1), *Proceedings Of The 22nd Biennial Mechanisms Conference*, 431-439. Scottsdale, AZ, USA.
- Velicu, R. (2012). Methodology for a planetary multiplier with synchronous belts or chains. *Annals of The Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering*, XI (XXI)(2), 122-127.
- Vishnu, S. (March, 2015). Analysis design and alication of continuous variable transmission (C.V.T). *International Journal of Engineering Research and Alication*, ISSN. 2248-9622, 5(3), 99-105.
- Wang, K. W. (1992). On the stability of chain drive systems under periodic sprocket oscillations. of vibrations and acaustics, *ASME J. Vibrations and Acaustics*, 114(1), 119-126.
- Williams, J. (2011). Engineering tribology. New York, Cambridge University Press.
- Xu, L. X., Yang, Y., Chang, Z. Y & Liu, J. P. (2011). Modal analysis on transverse vibration of axially moving roller chain coupled with lumped mass. *J.Cent. South University. Technology*, 18(1), 108-115. doi:10.1007/s11771-011-0667-9.
- Yabing, C., Yang,W., Lei, L., Shuabing, Y., Lichi, A and Xiaopeng, W. (2015). Design method of dual phase Hy-Vo silent chain transmission system. *Journal of Mechanical Engineering*, 61(2015)4, 237-244. Doi:10.5545/sv-jme.2014.2318.
- Zeng, M. F., Junlong, L & Gangwu, L. (2013). Dynamic analysis of silent chain drive system for hybrid car. *Advanced Material Research*. 694-697, 84-89. Trans Tech Publication, Switzerland.
- Zheng, H., Wang, Y. Y., Liu, G. R.,et. al. (2001). Efficient modeling and prediction of meshing noise from chain drives. *Journal of Sound and Vibration*, 1(245), 133-150

Curriculum Vitae

INFORMAȚII PERSONALE:

Nume: Shalaby

Prenume: Karim

Data nașterii:

Adresa:

Telefon:

E-mail: karim.shalaby@unitbv.ro; s

Naționalitate: Română

EXPERIENȚĂ DE MUNCĂ:

- 11/2017-Prezent: Inginer mecanic, SCHAEFFLER România S.R.L., Brașov, România, Departamentul de Calcule Tehnice, simulări dinamice ale sistemelor de acționare cu curea
- 03/2014-11/2017: Inginer mecanic, SCHAEFFLER România S.R.L., Brașov, România, Departamentul de Benchmark, măsurători și analize ale diferitelor produse
- 10/2011-03/2014: Tehnician inginer mecanic, SCHAEFFLER România S.R.L., Brașov, România, Laborator de măsurare, măsurători geometrice și tribologice ale diferitelor produse

EDUCAȚIE:

- 2009-2011: Masterat în Mecatronică, Universitatea Transilvania din Brașov, Facultatea de Inginerie Mecanică.
- 2001-2008: Licența în Mecatronică, H.T.I., Facultatea de Inginerie Mecanică, Cairo, Egipt.
- 1998-2001: Liceul A.B., Cairo, Egipt, Secțiunea Științifică – profil matematică

PUBLICAȚII:

Articole în reviste: 2

Lucrări științifice la conferințe: 3

LIMBI STRĂINE:

Română, Engleză, Franceză,

Curriculum Vitae

PERSONAL INFORMATION:

Last name: Shalaby

First name: Karim

D.O.B.:

Address:1

Phone:

E-mail: karim.shalaby@unitbv.ro; s

Nationality:Romanian

WORK EXPERIENCE:

- 11/2017-Present: Mechanical engineer, SCHAEFFLER Romania S.R.L., Brasov, Romania, Technical Calculation Department, dynamic simulations of belt drive systems
- 03/2014-11/2017: Mechanical engineer, SCHAEFFLER Romania S.R.L., Brasov, Romania, Benchmark Department, measurements and analysis of different products
- 10/2011-03/2014: Mechanical engineer technician, SCHAEFFLER Romania S.R.L., Brasov, Romania, Measurement Laboratory Department, geometric and tribologic measurements of different products

EDUCATION:

- 2009-2011: Masters Degree in Mechatronics, Transilvania University of Brasov, Faculty of Mechanical Engineering.
- 2001-2008: Bachelor Degree in Mechatronics, H.T.I., Faculty of Mechanics, Cairo, Egypt
- 1998-2001: A.B. High School, Cairo, Egypt, Scientific section – Mathematics profile

PUBLICATIONS:

Published articles: 2

Conference papers: 3

LANGUAGES:

Foreign Languages: Romanian, English, French