

CERCETARI TEORETICE PRIVIND COMPENSAREA ERORII TERMICE A ARBORELUI PRINCIPAL AL STRUNGULUI SF-400 CNC

ALEXANDRU Tudor-George¹, ILIE Florentin-Marian², SCARLAT Cătălin³

Conducător științific: Conf.dr.ing. Anca BUCUREȘTEANU

REZUMAT: Lucrarea propune o abordare aplicabilă studiului dilatațiilor termice a structurilor de tip arbore principal din cadrul mașinilor unelte sau a transmisiilor mecanice. Sunt utilizate metode de calcul iterativ și simularea a comportării termice și statice a ansamblurilor utilizând metoda elementelor finite ANSYS Workbench. După prezentarea efectului erorilor termice și a dispozitivelor și a metodelor de compensare a acestora, autorii propun o metodologie de calcul pentru studiul principalilor parametri de interes. Astfel, sunt detaliate concepte care stau la baza analizelor termice în regim tranzitoriu prin metoda elementelor finite, concepte care pot fi aplicate studiului dilatațiilor termice a oricărui tip de arbore principal. Principalele rezultate teoretice sunt verificate practic și analizate pe structura studiată. Este realizată o analiză comparativă între dilatațiile aparute cu sau fără un sistem de compensare pasiv instalat la nivelul arborele principal al strungului frontal SF-400CNC.

CUVINTE CHEIE: dilatație termică, sisteme de compensare, metode analitice, metoda elementelor finite

1 INTRODUCERE

Eroarea termică constituie 70% din eroarea totală a preciziei de lucru a mașinilor unelte (Zao ș.a., 2006). Tendințele actuale în contextul automatizării proceselor tehnologice cer reducerea ciclurilor de lucru și maximizarea eficienței la ieșire a sistemelor de producție. În acest fel, mașinile unelte cu comandă numerică (MUCN) de ultimă generație trebuie să funcționeze la viteze de așchiere mari, cu intervale de lucru extinse, respectând totodată și condițiile de toleranțe și abateri prescrise prin tehnologia de fabricație a componentelor respective.

Sursele principale de căldură din interiorul mașinilor unelte sunt cele aferente sistemelor de lăgăruire a arborilor principali și a elementelor intermediare de transmitere a mișcării, iar cele secundare aparțin sistemelor de acționare (electrice, hidraulice sau și/sau pneumatice), dispozitivelor de ungere și/sau răcire (pompe hidrostatice, compresoare), mecanismelor de transmitere a mișcării (transmisii prin curele, reductoare cilindrice/conice/armonice sau planetare) sau provin din căldura aparută datorită frecării la nivelul ghidajelor, din surse exterioare sau din temperatura mediului industrial și din căldura emisă de alte mașini de lucru și dispoziti-

ve aflate în vecinătate (Prodan ș.a., 2008). Totalitatea căldurii generate cauzează dilatația structurilor mecanice și portante contribuind semnificativ la reducerea preciziei de lucru a MUCN.

Compensarea erorilor termice presupune înțelegerea parametrilor care guvernează aceste fenomene și minimizarea lor încă din fazele de proiectare a structurilor portante și organologice.

MUCN de concepție modernă aflate actual în exploatare dispun de sisteme de compensare termică active și pasive. Sistemele pasive asigură o dilatație liberă a structurilor cinematice, direcționând deformația înafara zonelor funcționale, pe când sistemele active asigură răcirea în timp real a zonelor influențate termic pe baza unui dispozitiv de control adaptiv, care ia decizii în funcție de temperatura preluată în diverse zone de interes (Yang ș.a., 2015).

Eficiența maximă în compensarea erorilor termice se face prin combinarea sistemelor pasive și active, minimizarea numărului de elemente organologice, folosirea materialelor cu performanțe termice ridicate și a batiurilor de generație nouă prevăzute cu canale umplute cu materiale polimerice sau obținute integral din materiale polimerice (Terrence ș.a., 2001).

În prezenta lucrare, se realizează simularea comportării termice a unui sistem de compensare pasiv, luând în considerare reacțiunile apărute la nivelul sistemului de lăgăruire datorită angrenării transmisiilor mecanice și a forțelor de așchiere

¹ Specializarea Robotică, Facultatea IMST;

E-mail: alexandru_tudor@mail.md;

² Specializarea Robotică, Facultatea IMST;

³ Specializarea Robotică, Facultatea IMST;

aproximate pe baza literaturii de specialitate. Lubrifiantul de referință ales este LUBCOM LA46, metodologia de calcul a puterii termice fiind realizată pe bază recomandărilor oferite de cataloagele NSK și Schaefer (LUBCOM, 2015; NSK, 2015; INA FAG, 2015). Se ține cont, de asemenea, și de convecția forțată apărută pe suprafața arborelui principal în timpul funcționării. Având ca referință parametrii regimului de așchiere, simularea este realizată pentru o operație de strunjire frontală a unui semifabricat de oțel. De asemenea, se consideră integrarea timpului, analiza devenind o analiză cuplată termic în regim tranzitoriu – static. La final, se pot evalua performanțele sistemelor de compensare prin compararea rezultatelor obținute cu și fără sistem de compensare (deformații totale și tensiuni echivalent Von-Mises) (Pupăză, 2013).

2 STADIUL ACTUAL

Modelarea termică a ansamblurilor MUCN reprezintă o provocare pentru analiștii CAE datorită neliniarităților cauzate de complexitatea procedeeleor de așchiere. Abordările actuale se pot împărți în mai multe categorii, în funcție de algoritmul de modelare folosit:

- Algoritmi de modelare neliniară utilizând inteligență artificială: reprezintă aparate matematice care prelucrează populații mari de date în vederea clasificării acestora și stabilirii relațiilor dintre date. O schemă bloc a unui astfel de sistem este prezentată în figura 1 (Xiaohong ș.a., 2011);
- Algoritmi de modelare neliniară utilizând metode simplificate: teoria sistemelor grey, integrarea punctelor gaussiene și altele: reprezintă metode care necesită un volum de date de intrare mai redus față de algoritmi de inteligență artificială;
- Algoritmi de modelare liniară utilizând condiții de echilibru: reprezintă modelarea componentelor la starea de echilibru termic (în condiții de testare care nu variază în timp). Un exemplu poate fi modelarea termică a arborelui principal a unei MUCN la condiția de mers în gol fără solicitări termice (vezi figura 2) (Chen & Wei, 2003);
- Algoritmi mixti: combină algoritmi de modelare liniară și neliniară.

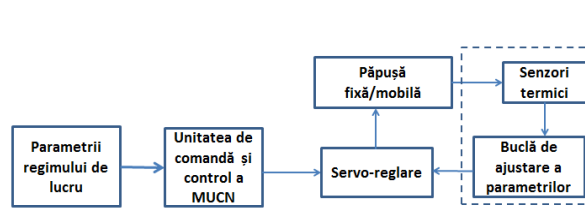


Fig. 1. Schema bloc a unui controller adaptiv neliniar

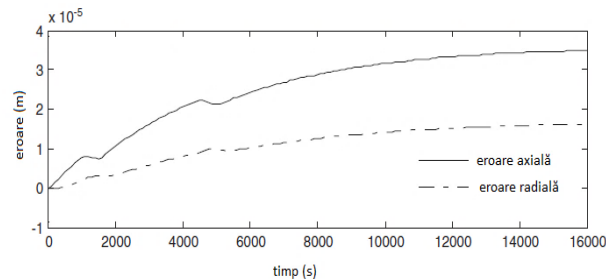


Fig. 2. Exemplu măsurări obținute la regim de mers în gol

În funcție de obiectivul de compensare a erorilor termice, în literatura de specialitate sunt prezentate următoarele subiecte de interes: reducerea defectelor apărute la suprafața semifabricatelor prin compensarea activă prin coduri G, optimizarea parametrilor regimurilor de așchiere pe baza limitelor de dilatație, compensarea în timp real a erorilor termice prin reglarea sistemelor de răcire utilizând control adaptiv, analiza parametrilor și a relațiilor dintre acestea.

Modelarea CAD-FEM a unor asemenea sisteme presupune simplificarea complexității modelelor 3D din mediile CAD (vezi figura 3). Se elimină formele complexe, geometriile se aproximează prin elemente simple, subsansamblurile care nu fac parte din obiectivul analizei sunt eliminate și organele de rezemare sunt înlocuite prin elemente de contact (Yurkevich, 2011).

Lucrarea de față simulează performanțele termice prin folosirea unui algoritm mixt, considerând un regim de lucru liniar și simulând compartarea termică în regim tranzitoriu, obiectivul compensării fiind dilatația apărută în partea de montaj a universalului.

Fiind cunoscute limitele admisibile de dilatație pentru acest caz ca fiind 100μm, se poate evalua eficiența sistemului de compensare ales.

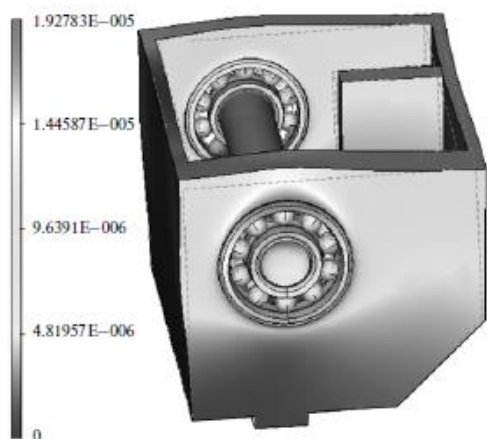


Fig. 3. Model CAD simplificat pentru analiza prin FEM

3 NOȚIUNI ELEMENTARE DE PROIECTARE

Prima etapă necesară pentru stabilirea datelor de intrare o constituie determinarea reacțiunilor radiale și/sau axiale care intervin în sistemul delăgăruire a arborelui principal datorită forțelor apărute din angrenarea transmisiilor mecanice (Filipoiu & Tudor, 2001).

3.1 Proiectarea transmisiilor mecanice

Metodologia de calcul diferă de la un tip de transmisie la altul.

Schema cinematică a cutiei de viteze studiate este prezentată în figura 4.

Fiind cunoscută puterea mașinii de lucru, se poate determinat puterea motorului electric în funcție de randamentul mecanismelor de transformare a mișcării. Următoarea etapă o constituie determinarea puterii transmise pentru fiecare arbore și a rapoartelor de transmitere aferente. În cele din urmă, se poate dimensiona transmisia de curea trapezoidală.

Dimensionarea angrenajelor cutiei de viteze presupune cunoașterea modulului, a numărului de dinți și a distanței dintre axe. Calculul se realizează succesiv de la intrare la ieșire.

Având aceste date, se poate realiza dimensionarea transmisiei prin curele trapezoidale.

În tabelul 1, se prezintă principalele valori determinate analitic pentru cutia de viteze a strungului studiat.

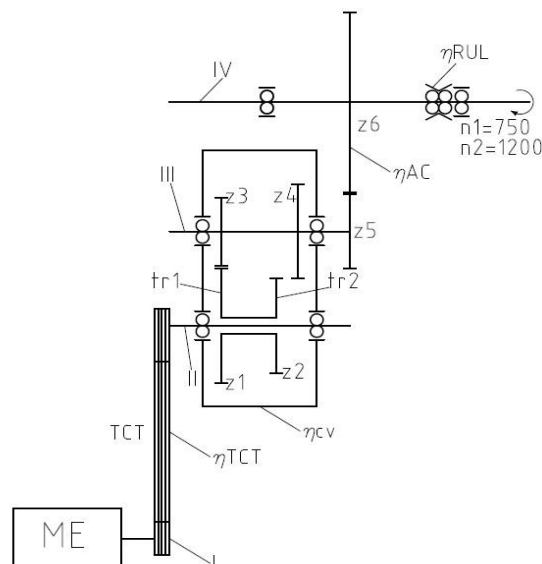


Fig. 4. Schema cinematică a cutiei de viteze
I = arbore motor, II = arbore treapta 1, III = arbore treapta II, IV = arbore principal, ME = Motor Electric, tr1,2 = trepte, TCT = transmisie prin curele trapezoidale

Tabelul 1. Principale valori analitice

Puterea mașinii de lucru	8 Kw	
Turația la ieșire	tr.1	tr.2
	750 RPM	1250 RPM
Coefficient de siguranța	1,1	
Randament total	Treapta 1	Treapta 2
	4	2,5
Erori	Maxim 3 % 2,39% din calcul	

3.2 Stabilirea unui regim de lucru

Stabilirea parametrilor regimului de așchiere reprezintă o etapă importantă pentru determinarea reacțiunilor rezultante apărute la nivelul sistemului de lăgăruireși a timpului pentru care acestea seaplică.

În primă fază se alege un diametru al unui semifabricat (D) și o lungime de prelucrare (Im). Avansul (f) se alege în funcție de materialul prelucrat. Constanta (ks) se alege tabelar.

Având ca referință relațiile anterioare, se poate determina adâncimea de așchiere:

$$A_p = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot \eta \cdot N_e}{f \cdot v_c \cdot k_s}$$

unde v_c reprezintă viteza de așchiere, care se poate calcula prin:

$$v_c = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000}$$

Având aceste date se poate determina timpul pentru realizarea unei treceri:

$$T_c = \frac{\pi \cdot I_m \cdot D \cdot A_p \cdot k_s}{N_e \cdot 60 \cdot 10^6}$$

Pentru cazul de față au fost stabilite o serie de regimuri de lucru prezentate în tabelul 2.

Tabelul 2. Parametrii regimului de așchiere

Parametru	Valoare calculată
Diametrul semifabricat (D)	100 ... 400mm
Nr. faze	1
Lungimea de prelucrat (Im)	50mm
Constanta de material (ks)	2500
Avans (f)	0.4 mm/rot
Viteza de rotație a arborelui principal (n _{ap})	750 RPM
Timpul pentru realizarea unei treceri (T _c)	0.167 min

3.3 Estimarea forțelor de așchiere

Înafara reacțiunilor cauzate de angrenarea transmisiilor mecanice, determinarea forțelor de așchiere (vezi figura 5) reprezintă o etapă importantă pentru determinarea reacțiunilor finale care intervin la nivelul sistemului de lăgăruire al arborelui principal.

Forța de așchiere rezultantă (F_c) se calculează utilizând relația (Zoltan ș.a., 2013):

$$F_c = v_c \cdot f \tag{1}$$

Nu există o metodologie clară pentru determinarea analitică a forțelor de așchiere, rezultatele obținute diferă de la caz la caz în funcție de mașina unealtă, materialul prelucrat, parametrii regimului de așchiere, uzura sculei așchietoare, precizia de lucru a mașinii unelte etc.

Există mai multe metode de aproximare a forței de așchiere. În cele ce urmează, forța de așchiere va fi aproximată în funcție de constanta de material k_s având ca referință valori experimentale obținute din măsurarea uzurii apărute la nivelul sculei așchietoare în timpul prelucrării.

Forța tangențială (F_z), variază după o funcție de polinomială gradul al doilea. Conform relației (1), se poate observa cum valoarea constantei de material k_s variază în raport cu uzura sculei când ceilalți parametrii sunt constanți (Sharma ș.a., 2013). Având graficul funcției și cunoscând diferența dintre parametrii f, v_c și k_s față de parametrii pentru care s-au realizat măsurătorile experimentale, se pot aproxima forțele F_x (forța de axială sau de avans), F_y (forța radială) și F_z (forța tangențială) conform relației:

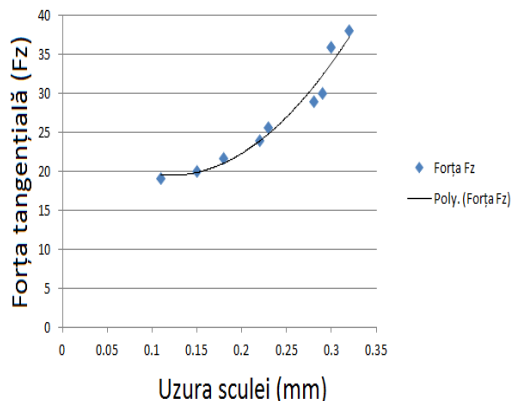


Fig. 5 Variația forței tangențiale în raport cu uzura sculei

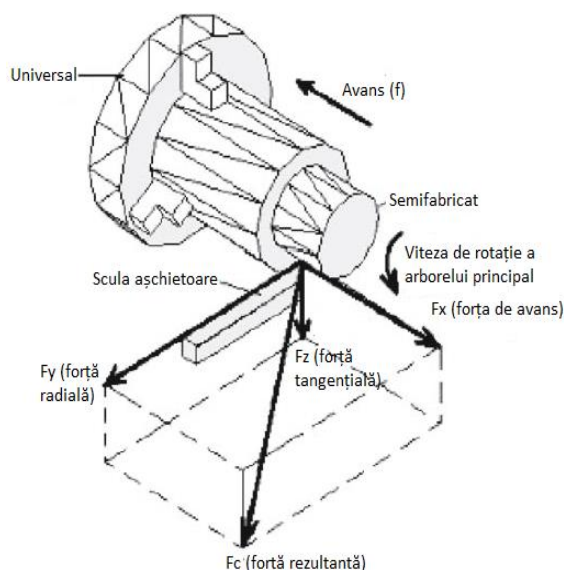


Fig. 6 Dispunerea principalelor forțelor de așchiere

$$F_c = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} + \tag{2}$$

Formulele pentru aproximarea forțelor în funcție de constanta de material k_s, având ca referință variația forței tangențiale sunt:

$$F_x = 6.886 \cdot 10^{-4} \tag{3}$$

$$F_y = 0.015 \tag{4}$$

$$F_z = F_c^2 - F_x^2 - \tag{5}$$

Distribuția reacțiunilor în lagăre

Distribuția reacțiunilor în lagăre este prezentată în figura 7.

3.4 Calculul puterii termice transmise

La nivelul lagărelor cu rostogolire, frecarea dintre corpurile de rostogolire și căile de rulare este transformată în căldură.

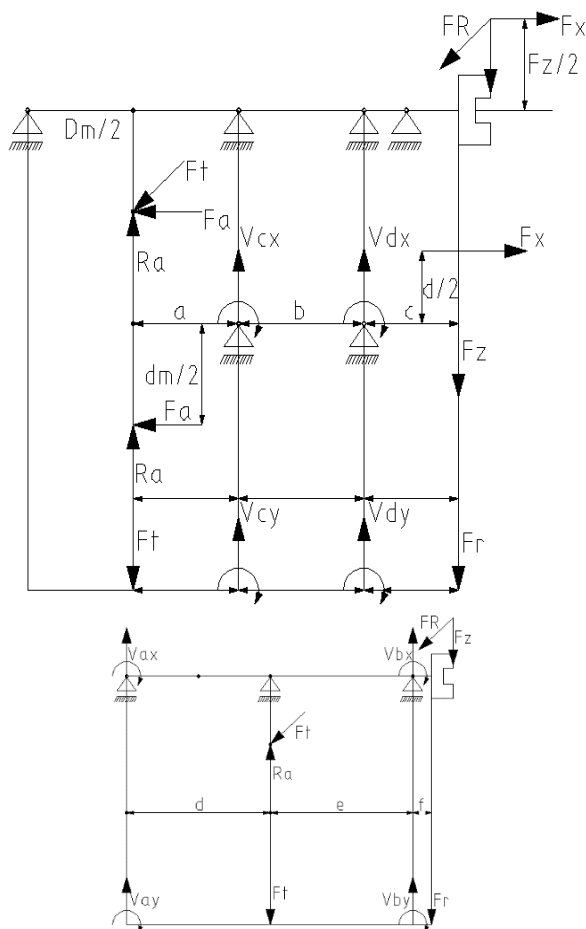


Fig. 7. Distribuția reacțiilor în lagăre
 F_x, F_r și F_z = forțe de așchiere, F_t, F_a și R_a = forțe apărute din angrenare, V_{cx}, V_{cy}, V_{dx} și V_{dy} = forțe care alcătuiesc rezultanta V_c și V_d

La viteze de funcționare reduse, disiparea este asigurată prin construcția rulmentului. La viteze de lucru mai mari și intervale de lucru extinse, căldura este disipată prin intermediul unui lubrifian. Uleiurile pentru ungerea lagărelor disipă o parte din căldură. Recircularea uleiului și existența unui sistem de răcire eficientizează procesul de disiparea căldurii.

Pentru calcularea valorilor fricționale, trebuie cunoscute viteza și sarcina la care este supus rulmentul. Tipul lubrifianului și vîscozitatea acestuia la temperatura de funcționare sunt de asemenea factori importanți în calcul.

Cuplul fricțional total M_r se calculează utilizînd relația:

$$M_r = M_0 \quad (6)$$

Puterea fricțională rezultantă:

$$N_r = M_r \quad (7)$$

Cuplul fricțional în funcție de viteză:

$$M_0 = f_0 \cdot (v \cdot n)^{\frac{2}{3}} \cdot d_M^3 \quad (8)$$

Cuplul fricțional în funcție de încărcări pentru rulmenți cu role cilindrice:

$$M_1 = f_1 \cdot f \quad (9)$$

Cuplul fricțional în funcție de încărcări pentru rulmenți cu bile:

$$M_1 = f_1 \cdot P_1 \quad (10)$$

3.5 Calculul convecției forțate apărută la suprafața arborelui principal

Când arborele principal se află în funcțiune, aerul circulă de-a lungul suprafeței acestuia la o viteză constantă. Acest tip de convecție poartă denumirea de convecție forțată și se poate determina calcula cu ecuația

$$h = \frac{\lambda}{l} R_e^{1/2} \quad (11)$$

$$R \quad (12)$$

$$u = \quad (13)$$

4 MODELARE CAD-FEM

4.1 Modelul 3D pentru arborele principal cu sistem de compensare și fără sistem de compensare

Modelul 3D al arborelui principal conține toate elementele solide care definesc ansamblul arbore principal – sistem de lăgăruire: rulmenți, piulițe de rulmenți și arbore principal cu toate elementele constructive (porțiuni filetate, degajări de montaj, muchii teșite). Există două tipuri de modele 3D:

- Modelul 3D fără sistem de compensare (vezi figura 8), reprezintă varianta constructivă reală a arborelui principal cu sistem de lăgăruire. Lăgăruirea este realizată de 2 rulmenți radiali și 2 rulmenți radiali-axiali prevăzuți cu piulițe de montaj;

- Modelul 3D cu sistem de compensare (vezi figura 9), reprezintă ansamblul sistemului de compensare pe arborele studiat. Acesta se compune dintr-o bucsă de montaj din aliaj de aluminiu pentru montajul rulmenților radiali și radiali axiali pe partea din față și două inele realizate din două materiale diferite (aliaj de aluminiu și aliaj de cupru), montate între rulmentul radial din spate și suprafața prelucrată a arborelui care sprijină rulmentul (Otto, 1967).

4.2 Modelul 3D simplificat pentru analiza structurală

Simularea comportării termice și statice a ansamblurilor studiate presupune eliminarea elementelor care nu prezintă interes în analiză și înlocuirea elementelor cu configurație geometrică complexă cu elemente simple: inelele interioare

ale rulmenților cu inele pline (se umplu căile de rulare ale acestora), piulițele de montaj ale rulmenților cu inele care reproduc forma geometrică a acestora, roata dințată cu corpuri cilindrice.

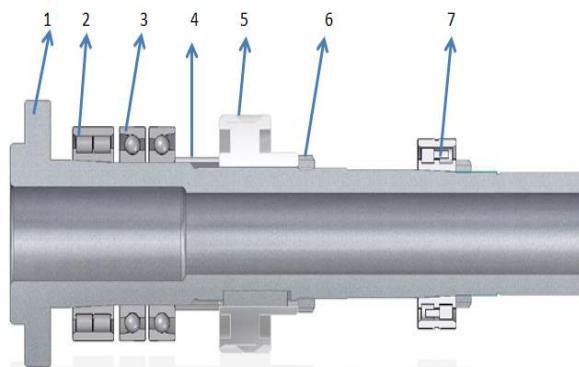


Fig. 8. Ansamblul arbore principal fără sistem de compensare
1 = arbore principal, 2 =rulment radial, 3=rulment radial-axial, 4=distanțier, 5=roată dințată, 6=piulișă rulmenți/montaj, 7=rulment radial

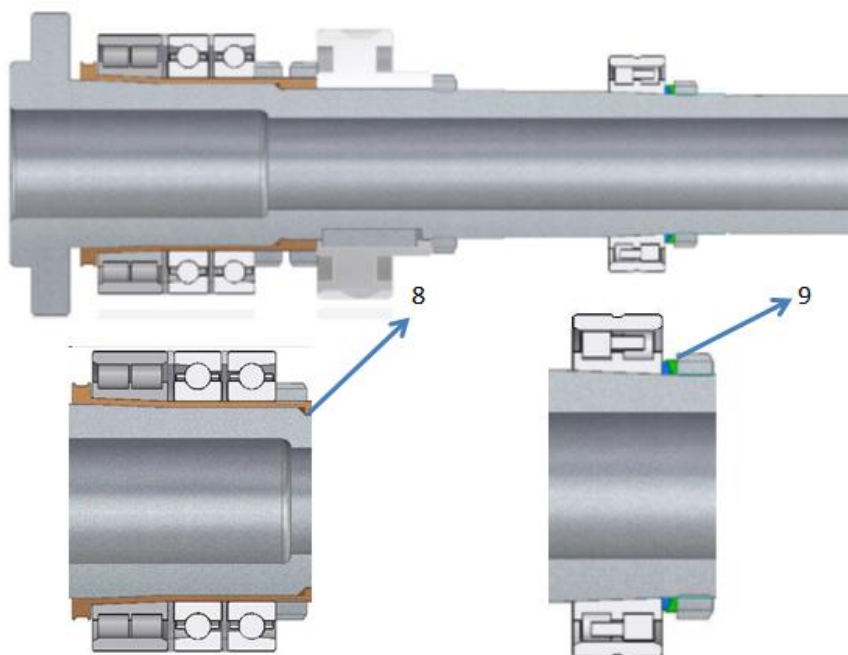


Fig. 9. Ansamblu arbore principa cu sistem de compensare
8 = bucsă de montaj din aliaj de aluminiu, 9 = inele de asamblare din cupluri materiale diferite

Se elimină din modelul de analiză: corpurile de rostolire ale rulmenților și inelele exterioare ale acestora, porțiunile filetate, degajările de montaj, teșiturile și razele de racordări, modelul final de analiză (vezi figura 10) permițând astfel aproximarea geometriei cu o rețea uniformă de elemente de discretizare. În acest fel, se asigură

relevanța rezultatelor și reducerea semnificativă a timpului de calcul.

4.3 Tehnici de discretizare folosite

Pentru a obține o discretizare de calitate (vezi figura 11), geometria se poate împărți în elemente simple pentru a fi discretizate cu hexaedre. Se utilizează tehnica de discretizare Multizone –

Sweep. În acest fel, o discretizare cu maparea elementelor de la interior spre exterior urmărește o curbă, aproximând și celelalte elemente ale geometriei după aceeași tehnică. Opțiunea necesită activarea opțiunilor de relevanță dintre noduri. Se discretizează mai întâi zonele care nu fac parte din curba urmărită de tehnica Sweep. Se asigură în acest fel relevanță ridicată între nodurile

elementelor de discretizare. Pentru a mări eficiența de calcul, unele corpuri au fost discretizate cu tetraedre în zonele care nu prezintă interes în analiză. Deasemenea, se pot folosi tetraedre și în zonele în care apar distorsionări ale elementelor de discretizare datorită diferențelor dintre dimensiunile elementelor de conectat.

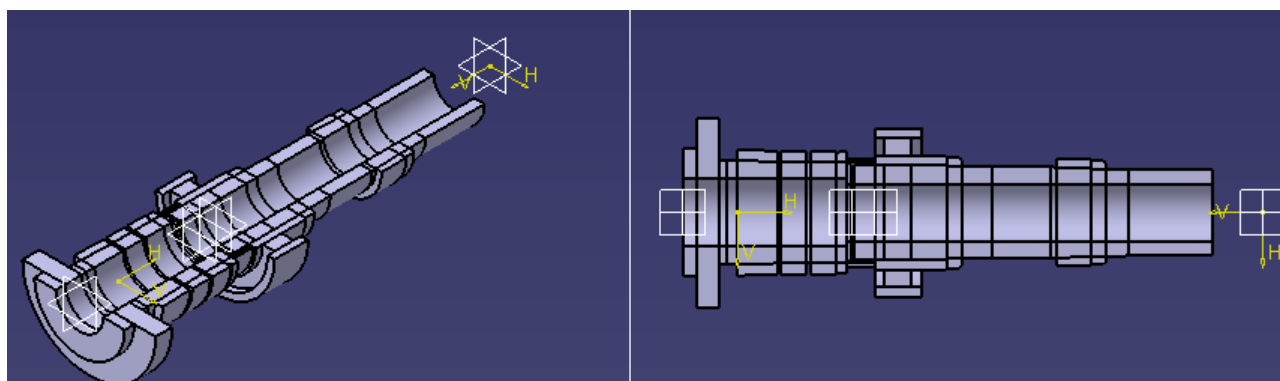


Fig. 10. Model 3D procesat pentru importul din mediul CAD în mediul FEM

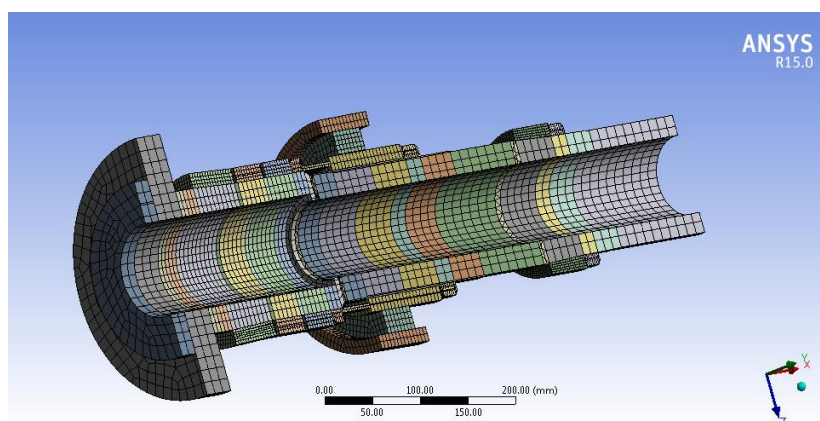


Fig. 11. Discretizare controlată tehnica Multizone – Sweep

4.4 Analiza termică în regim tranzitoriu

Analiză termică în regim tranzitoriu determină temperaturile și alte cantități termice care variază în timp. Inginerii folosesc temperaturile calculate printr-o analiză în regim tranzitoriu ca date de intrare pentru o analiză structurală pentru a determina evoluția tensiunilor. Multe aplicații cu transfer termic presupun realizarea unei analize termice: organe de mașini, instalații, carcase și altele.

Solicitările aplicate pot fi: temperaturi, convective, radiație, flux de căldură. Diferența între analiza termică în regim staționar (la echilibrul termic) și analiza termică în regim tranzitoriu o constituie integrarea timpului. Definirea unor solicitări care variază în timp presupune împărțirea timpului într-un număr de pași care să reproducă timpul pentru care se aplică solicitarea termică respectivă (ANSYS, 2005).

Datele de intrare pentru analiză se pot calcula folosind formulele prezentate anterior. Timpul de realizare al analizei este norma de timp pentru regimul de prelucrare ales.

4.5 Rezultate obținute

Analizele realizate pentru cele două geometrii (cu sistem de compensare și fără sistem de compensare) pot fi folosite pentru evaluarea performanțelor sistemului de compensare studiat.

Instalarea sistemului de compensare a redus semnificativ deformațiile totale care apar în partea de montaj a universalului. Forma constructivă și materialul bușei de montaj folosite permit dilatația liberă a acesteia în direcție axială fără să introducă tensiuni (vezi figura 12). Deasemenea, folosirea inelelor din materiale diferite între peretele de sprijinire prelucrat la nivelul arborelui și inelul interior al rulmentului radial montat în partea din spate, compensează eficient dilatația termică,

inelele preluând o parte din căldură și dilatându-se liber în direcție radială (vezi figura 13).

Comparativ cu cazul fără sistem de compensare, se pot observa diltatații (vezi figura 14) și tensiuni (vezi figura 15) mai mari.

Relevanța rezultatelor este asigurată de eroarea structurală (zonele din rețeaua de discretizare unde nu este satisfăcut echilibrul variației de extrem a energiei potențiale), care are valori reduse și se află înafara zonelor în care tensiunile au valori ridicate.

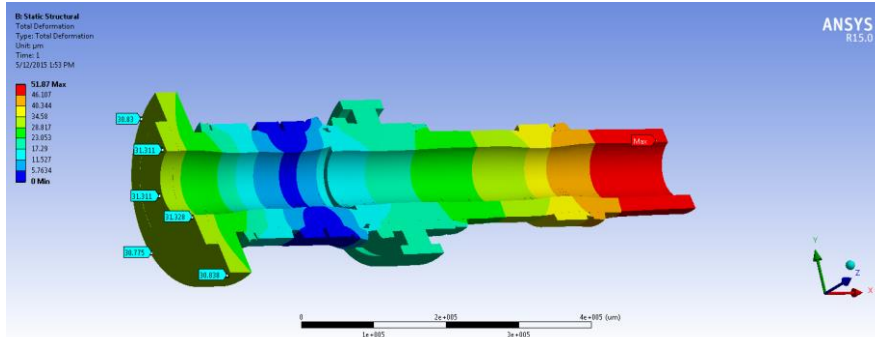


Fig. 12. Deformația totală (radială și axială maximă) apărută la nivelul arborelui principal având montat un sistem de compensare pasiv

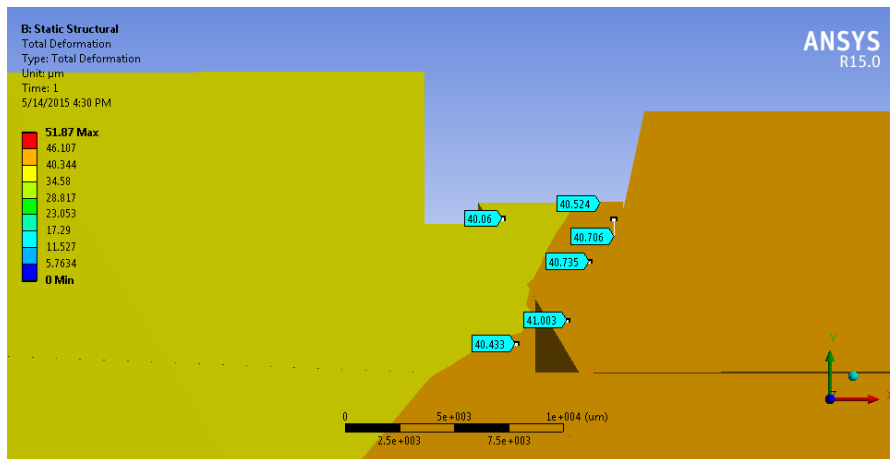


Fig. 13. Deformația inelelor sistemului de compensare

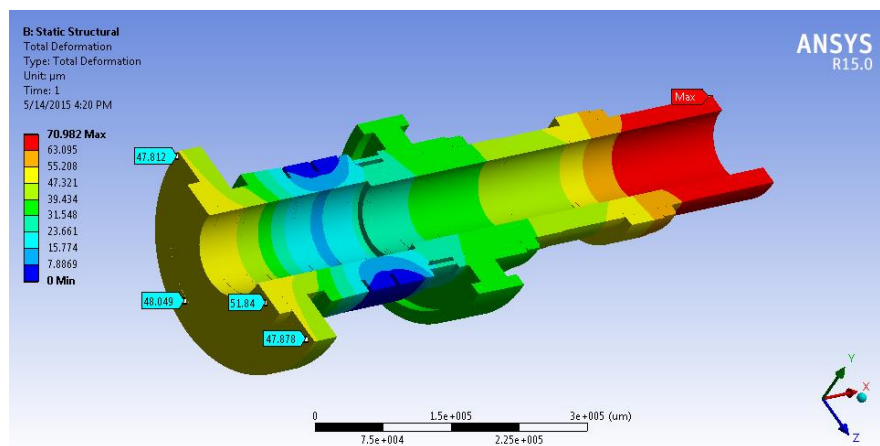
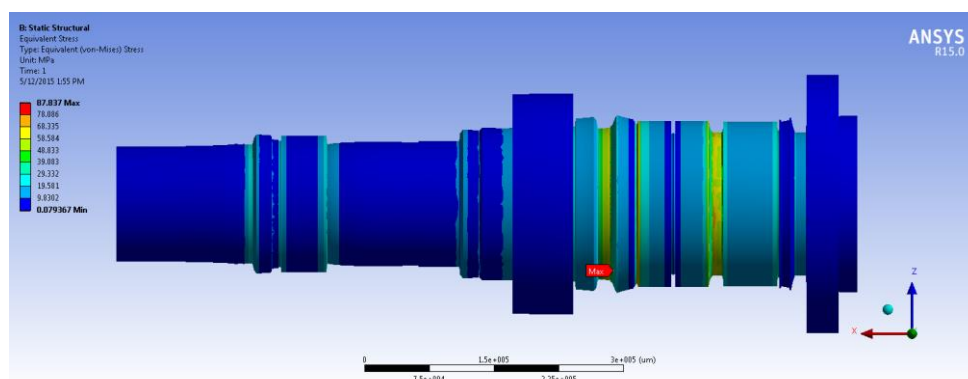
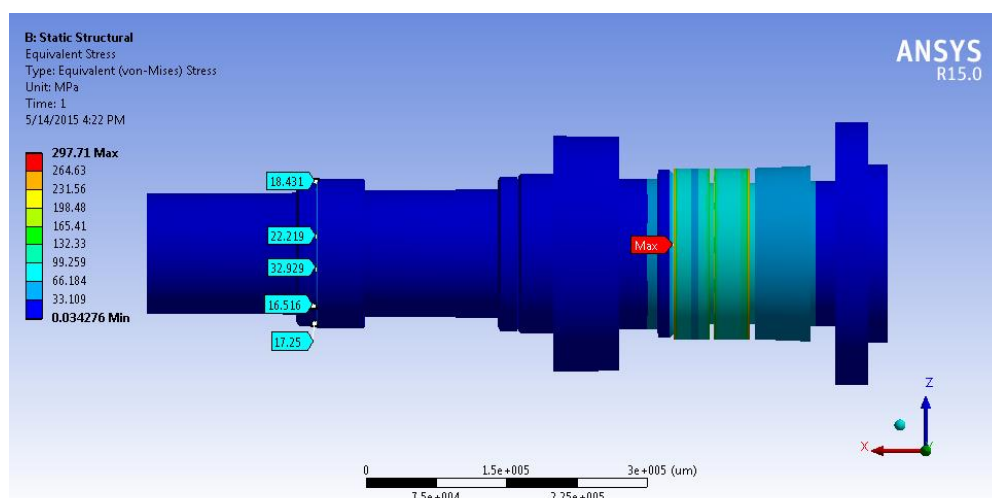


Fig. 14. Deformația totală fără sistem de compensare



a. Cu sistem de compensare



b. Fără sistem de compensare

Fig. 15. Tensiuni echivalente von-Misses pentru cazul cu și fără sistem de compensare

5 CONCLUZII

Lucrarea propune o abordare teoretică pentru analiza performanțelor unui sistem de compensare pasiv. Metodele prezentate sunt aplicabile și pentru alte mașini unelte sau transmisii mecanice care utilizează arbori lăgăruși cu rulmenți. Sistemul de compensare studiat are o eficiență a deformațiilor de 10% față de cazul fără sistem de compensare. Deasemenea, tensiunile în cazul sistemului de compensare sunt reduse semnificativ datorită posibilității de dilatație liberă a elementelor de compensare. În viitor, pe baza acestor considerente, se poate realiza și o validare practică.

6 MULȚUMIRI

Autorii mulțumesc coordonatorului științific Conf. dr. ing. Anca Bucureșteanu pentru sprijinul și profesionalismul acordat în finalizarea acestor cercetări. Deasemenea, mulțumim Universității din Patras – Grecia pentru accesul la baze de date și lucrări științifice de mare calitate pe perioada unei mobilități de studiu Erasmus+.

7 BIBLIOGRAFIE

- [1]. ANSYS Inc, Canonsburg, PA (2005), "Release, A. N. S. Y. S. 10.0 Documentation."
- [2]. Chen J.S și Wel Y.H., (2003) "Characterizations and models for the thermal growth of a motorized high speed spindle", International Journal of Machine Tools and Manufacture (43.11), 1163-1170, ISSN 0890-6955.
- [3]. Filipoiu, I.D. și Tudor, A. (2001), *Proiectarea Transmisiiilor Mecanice*, Editura BREN, București, ISBN 973-8143-26-8.
- [4]. INA FAG, „Bearing Solutions for Large Size Machinery”, disponibil la: http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_sshare_media/08_media_library/01_publications/schschaeff_2/tpi/downloads_8/tpi_205_de_en.pdf Accesat la 14.05.2015
- [5]. LUBCOM S.A., „Ulei de lagăre LA46 și LA47”, disponibil la: <http://www.lubcom.ro/assets/images/LA46,LA47%20LUBCOM.pdf> Accesat la data de 14.05.2015
- [6]. NSK, „Static Load Ratings and Static equivalent loads”, disponibil la:

www.br.nsk.com/upload/file/NSK_CAT_E1254f_146-147.pdf, Accesat la 14.05.2015

[7]. Otto H., (1967) "Compensation for spindle creep due to bearing temperature." United States Patent and Trademark Office, US3317258

[8]. Prodan, D. , Bucureşteanu, A. și Ghionea A. (2008), "Re-designing the kinematic chains of the machine-tools from the perspective of the sustainable development. Main kinematic chain", U.P.B. Scientific Bulletin., Series D (47), 1003-1010, ISSN 0890-6955

[9]. Pupăză C. (2013), *Modelare CAD-FEM*. Editura Politehnica Press, București, ISBN 978-606-515-519-0

[10]. Sharma, V.S., Sharma S.K. și Sharma K.A., (2013), "Cutting tool wear estimation for turning." Journal of Intelligent Manufacturing (19.1), 99-108.

[11]. Terrence S. , Jacek M., Douglas B., Gary C. (2001), „Reduced vibration lathe”, United States Patent and Trademark Office, US20010042424 A1

[12]. Xiaohong R., Yong S., Tianpeng Z., Weidong X. și Yinggao Y., (2011) "Real-Time Thermal Error Compensation on Machine Tools Using Improved BP Neural Network", Electric Information and Control Engineering (ICEICE), 2011 International Conference on. IEEE, 630-632

[13]. Yang, L. , Wanua, Z. , Shuhuai L., Jun N, Wenwu W. și Bingheng L. (2015), "A review on spindle thermal error compensation in machine Tools", International Journal of Machine Tools and Manufacture, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijmactools.2015.04.008>

[14] Yurkevich, V.V. (2011) "Influence of thermal displacement of the spindle axis in a lathe on the machining precisio." Russian Engineering Research (31.10), 985-988

[15]. Zhao, H. , Yang, J. Și Shen J. (2006), "Simulation of thermal behavior of a CNC machine tool spindle", International Journal of Machine Tools & Manufacture (47), 1003-1010, ISSN 0890-6955.

[16]. Zoltan, I.K. , Miclosină, V.C. și Cojocaru V. (2013), "An Experimental Study of the Cutting Forces in Metal Turning", ANALELE UNIVERSITĂȚII "EFTIMIE MURGU" REȘIȚA (XX), 25-32, ISSN 1453 - 7397

1 NOTAȚII

Următoarele simboluri sunt utilizate în cadrul lucrării:

M_r = Cuplul fricțional total [$N \cdot$]

M_0 = Cuplul frictional în funcție de viteză [$N \cdot$]

M_1 = Cuplul frictional în funcție de sarcină [$N \cdot$]

N_r = Puterea fricțională []

f_0 = Coeficient pentru cuplul fricțional în funcție de viteză [$N \cdot$]

ν = vîscozitatea cinematică a lubrifiantului la temperatura de funcționare [mm^2]

d_M = Diametrul mediu al rulmentului []

f_1 = Coeficientul pentru cuplul fricțional în funcție de sarcină [$N \cdot$]

F_r și F_a = Sarcini radiale și axiale aplicate rulmentului []

P_1 = Valoarea decisivă a încărcării pentru cuplul fricțional

d = Diametrul arborelui principal []

n = viteza de rotație a arborelui principal [rpm]

A_p = adâncimea de așchiere []

η = randamentul mașinii

h = Coeficient de convective forșată [$W /$]

Re și Pr = Numere Reynolds și Prandtl pentru aer

u, v, l = viteza fluxului de aer [τ]

N_c = Puterea mașinii de lucru []

V_c = viteza de așchiere [$m /$]

F_c = Forșa rezultantă []

F_x = Forșă radială []

F_y = Forșă de avans []

F_z = Forșă tangențială []