



**UNIVERSITATEA „EFTIMIE MURGU” DIN REȘIȚA**

**Facultatea de Inginerie și Management**

Departamentul de Mecanică și Ingineria Materialelor

## **TEZĂ DE DOCTORAT**

**CERCETĂRI PRIVIND CONSTRUCȚIA ȘI FUNCȚIONAREA  
TRANSMISIILOR ARMONICE AVÂND GENERATORUL DE UNDE CU  
ELEMENTE DIN ALIAJE CU MEMORIA FORMEI**

**RESEARCH REGARDING THE CONSTRUCTION AND  
THE OPERATION OF HARMONIC DRIVES HAVING THE WAVE  
GENERATOR MADE BY SMART MEMORY ALLOY ELEMENTS**

**Conducător științific:  
Prof. dr. ing. Dorian NEDELCU  
Prof. dr. ing. Ion VELA**

**Doctorand :  
ing. Ionuț-Viorel BIZĂU**

**Reșița  
- 2014 -**

## **Cuvânt înainte**

Prezenta teză de doctorat prezintă un nou model de transmisie armonică cu deformator - activ construit din elemente de aliaj cu memoria formei. Modelul novativ de deformator are dublu rol, primul de substituire a motorului necesar pentru acționarea transmisiilor armonice clasice și al doilea de deformare a elementului flexibil. Ambele acțiuni sunt realizate simultan ca urmare a deformării eliptice a elementului flexibil cu ajutorul elementelor active din aliaje cu memoria formei. Structura etapizată a tezei permite formularea graduală a metodelor analitice de calcul a gradului de mobilitate și cinematicii noului tip de mecanism, crearea modelului funcțional de simularea numerică a deformatorului - activ, determinarea experimentală practică a valorilor parametrilor funcționali ai deformatorului, precum și proiectarea și realizarea practică a deformatorului armonic cu elemente active din aliaje cu memoria formei.

Pentru îndrumarea profesională și competența științifică, de-a lungul stagiului doctoral, aduc mulțumirile, recunoștința și respectul meu conducătorului științific, în egală măsură domnilor Prof. univ. dr. ing. Dorian NEDELCU și Prof. univ. dr. ing. Ion VELA. Sincere mulțumiri pentru sprijinul acordat, adresez conducerii academice a Universității „Eftimie Murgu” din Reșița.

Mulțumesc domnilor Prof. univ. dr. ing. Ioan DOROFTEI , Prof. univ. emerit dr. ing. Ioan NICOARĂ, Prof. univ. dr. ing. Sergiu STANCIU care, în calitatea domniilor lor de referenți, prin sugestiile și observațiile competente, au îmbunătățit conținutul științific al acestei teze.

Doresc să mulțumesc, în mod deosebit, pentru colaborarea și sprijinul acordat în anumite stadii de cercetare domnilor dr. ing. Ion-Cornel MITULEȚU, drd. ing. Daniel AMARIEI, șef lucrări Zoltan KORKA, Prof. univ. dr. ing. Gilbert - Rainer GILLICH și Prof. univ. dr. ing. Viorel CÂMPIAN.

Mulțumiri speciale, transmit pe această cale, familiei mele pentru sprijinul, răbdarea, înțelegerea și susținerea manifestată pe toată perioada stagiului doctoral. Mulțumesc, de asemenea, tuturor celor care, în diferite momente și prin modalități diferite m-au îndrumat, sprijinit și susținut pe parcursul elaborării tezei.

Reșița,

Septembrie 2014

Autorul

## CUPRINS

<b>LISTA CU TABELE.....</b>	<b>5</b>
<b>LISTA CU FIGURI.....</b>	<b>6</b>
<b>LISTA CU NOTAȚII.....</b>	<b>9</b>
<b>INTRODUCERE.....</b>	<b>12</b>
<b>Capitolul I. Stadiul actual al cercetărilor în domeniul transmisiilor armonice și aliajelor cu memoria formei .....</b>	<b>19</b>
<b>1.1 Considerații generale asupra transmisiilor armonice.....</b>	<b>19</b>
<b>1.1.1 Aspecte constructiv - funcționale .....</b>	<b>22</b>
<b>1.1.2 Aspecte de implementare și control a transmisiilor armonice .....</b>	<b>27</b>
<b>1.2 Considerații generale asupra aliajelor cu memoria formei AMF.....</b>	<b>30</b>
<b>1.2.1 Aspecte constructiv - funcționale ale AMF .....</b>	<b>31</b>
<b>1.2.2 Aspecte privind implementarea și controlul AMF .....</b>	<b>34</b>
<b>1.2.3 Implementarea AMF sub forma motoarelor termice .....</b>	<b>36</b>
<b>1.3 Concluzii și contribuții și personale.....</b>	<b>41</b>
<b>Capitolul II. Construcția și funcționarea transmisiilor armonice .....</b>	<b>42</b>
<b>2.1 Principiul de funcționare al transmisiilor armonice .....</b>	<b>42</b>
<b>2.2 Descrierea constructiv - funcțională a unor modele de transmisiilor armonice dințate .....</b>	<b>47</b>
<b>2.3 Clasificare și tipuri constructive ale generatorului de unde.....</b>	<b>54</b>
<b>2.4 Concluzii și contribuții personale .....</b>	<b>65</b>
<b>Capitolul III. Analiza structurală a transmisiei armonice dințate cu generator din AMF..</b>	<b>67</b>
<b>3.1 Determinarea gradului de mobilitate al transmisiei armonice cu generator din AMF. Analiza desmodromiei .....</b>	<b>67</b>
<b>3.2 Analiza cinematică a transmisiei armonice dințate cu generator din AMF .....</b>	<b>78</b>
<b>3.2.1 Cinematica transmisiei armonice dințate într-o treaptă .....</b>	<b>78</b>
<b>3.2.2 Cinematica transmisiei armonice dințate într-o treaptă cu generator din AMF .....</b>	<b>83</b>
<b>3.3 Concluzii și contribuții personale .....</b>	<b>87</b>
<b>4.1 Generalități despre MEF .....</b>	<b>89</b>
<b>4.1.1 Modelarea cu elemente finite .....</b>	<b>90</b>
<b>4.1.2 Prezentare succintă a platformei de simulare SolidWorks .....</b>	<b>91</b>
<b>4.2 Stabilirea modelului prototip de analiză.....</b>	<b>92</b>
<b>4.2.1 Simularea numerică a primului model de angrenaj armonic .....</b>	<b>92</b>

4.2.2 Simularea modelului angrenajului armonic având un deformator cu patru elemente .....	98
4.2.3 Simularea modelului angrenajului armonic având un deformator cu opt elemente.....	101
4.3 Concluzii și contribuții și personale.....	108
<b>Capitolul V. Proiectarea deformatorului armonic activ.....</b>	<b>110</b>
5.1 Analiza geometrică a elementelor din AMF .....	111
5.2 Proiectarea și realizarea conexoarelor electrice.....	112
5.3 Descrierea secvențială a modelului de comandă a elementelor deformatoare ..	114
5.4 Proiectarea și realizarea practică a elementului central .....	114
5.5 Dimensionarea, optimizarea și realizarea conexoarelor electrice centrale.....	116
5.7 Asamblarea deformatorului armonic activ.....	123
5.8 Concluzii și contribuții și personale.....	125
<b>Capitolul VI. Determinarea experimentală a valorilor parametrilor cinetostatici funcționali .....</b>	<b>126</b>
6.1 Modelul electric rezistiv al circuitului electric de comandă al elementelor din AMF .....	127
6.2 Realizarea conductoarelor electrice de legătură ale elementelor din AMF.....	131
6.3 Modelul de echipare al elementelor din AMF în vederea testării experimentale .....	131
6.4 Etalonarea elementului de tensionare .....	132
6.5 Circuitul electronic experimental de adaptare și conexiune a senzorilor .....	136
6.6 Determinări experimentale preliminare .....	138
6.7 Etalonarea și liniarizarea caracteristicii evolutive a senzorului de temperatură .....	140
6.8 Detalii asupra modalității de masurare a deplasării.....	142
6.9 Configurarea instrumentului virtual de măsură.....	143
6.10 Rezultatele experimentale ale parametrilor funcționali ai elementelor din AMF .....	146
6.11 Dependența timpului de stabilizare a temperaturii de intensitatea curentului electric .....	153
6.12 Concluzii și contribuții și personale.....	153
<b>Capitolul VII. Concluzii și contribuții personale. ....</b>	<b>156</b>
<b>Propunerea unor căi viitoare de cercetare.....</b>	<b>156</b>
7.1 Concluzii.....	156

<b>7.2 Contribuții personale .....</b>	<b>160</b>
<b>7.3 Propunerea unor căi viitoare de cercetare.....</b>	<b>161</b>
<b>7.4 Diseminarea rezultatelor cercetării .....</b>	<b>161</b>
<b>Bibliografie.....</b>	<b>164</b>

## LISTA CU TABELE

Tabelul 3. 1 Datele analizei structurale a mecanismului	72
Tabelul 3. 2 Datele necesare determinării gradului de mobilitate	74
Tabelul 3. 3 Datele necesare determinării gradului de mobilitate	76
Tabelul 3. 4 Rezultatul investigației mobilității în lanțurile cinematice	77
Tabelul 6. 1 Valorile determinate experimental și calculate, corespunzătoare circuitului electric experimental.	130
Tabelul 6. 2 Etalonarea și liniarizarea caracteristicii evolutive a senzorului de temperatură.	141

## LISTA CU FIGURI

Figura 1. 1 Schematizarea generală a unei automatizări .....	19
Figura 1. 2 a) Schematizarea angrenajului armonic, b) Angrenaj armonic real, c) Părți componente [123].....	21
Figura 1. 3 Exemplificarea unui model diferit de TA [31] .....	23
Figura 1. 4 Locul și modul de deplasare a dintelui: a) localizarea deplasării, b) mărirea portiunii semnificative .....	24
Figura 1. 5 Ansamblul micro-angrenajului armonic cu un nou profil de dinte.....	25
Figura 1. 6 Simularea diferitelor profile de micr-angrenaje armonice.....	26
Figura 1. 7 Prinzipiul de funcționare al motorului poli-fazat pe bază de AMF [92] .....	36
Figura 1. 8 Prototipul de laborator al motorului trifazic cu elemente din AMF [92].....	37
Figura 1. 9 Secvențierea fazelor pentru o rotație continuă [92] .....	37
Figura 1. 10 Reprezentarea tridimensională a motorului termic VT1 [107] .....	39
Figura 1. 11 Reprezentarea schematică a motorului termic VT1 [107] .....	39
Figura 1. 12 Prototipul final supus testarilor [88] .....	40
Figura 2. 1 Prinzipiul de funcționare al transmisiilor armonice (TA)	42
Figura 2. 2 Schematizarea TA cu două unde	43
Figura 2. 3 Variante ale transmisiei planetare	44
Figura 2. 4 Transmisii planetare cu roata centrală a - fixă sau b - mobilă	44
Figura 2. 5 a - transmisia planetară, b - transmisia armonică	45
Figura 2. 6 TA cu a - deformator dublu și b - triplu	46
Figura 2. 7 Transmisii armonice se realizează cu deformator planetar	46
Figura 2. 8 Modul de acționare a aripilor unui satelit de telecomunicații	47
Figura 2. 9 TA cu generator special de unde, care reduce cuplul de accelerare dat de motor	48
Figura 2. 10 Construcția transmisiei mecanice a modulului flexie - extensie	49
Figura 2. 11 Construcția modulului pronație - supinație	50
Figura 2. 12 Particularități ale modului de folosire	51
Figura 2. 13 Schema unui motoreductor armonic cu deformator cu discuri	51
Figura 2. 14 TA ca parte componentă a focalizatorului unui microscop de investigații medicale	52
Figura 2. 15 Mecanism de ajustare a fazei la o mașină de printare cu poziție inițială	53
Figura 2. 16 Tipuri de deformatoare cu deformare mecanică	55
Figura 2. 17 TA cu deformatoare planetare	56
Figura 2. 18 Deformatoare cu deformație liberă	56
Figura 2. 19 Deformatorul de tip camă	57
Figura 2. 20 Creșterea razei de curbură a camei față de diametrul interior nedeformat al rulmentului elastic	57
Figura 2. 21 Modul de realizare a unei came	58
Figura 2. 22 Deformator cu patru role	59
Figura 2. 23 Deformator cu două discuri	61
Figura 2. 24 Soluția deformatorului cu discuri simetrice	61
Figura 2. 25 Schematizarea calculului elementelor geometrice ale deformatorului	62
Figura 2. 26 Generatorul cu acționare hidromecanică	64
Figura 3. 1 Schema structurală	69
Figura 3. 2 Schema structurală simplificată a mecanismului studiat	74
Figura 3. 3 Schema structurală simplificată a mecanismului	75
Figura 3. 4 Transmisie armonică dințată într-o treaptă	79
Figura 3. 5 Schema structurală corespunzătoare cazului 1	80

Figura 3. 6 Se prezintă schema structurală pentru cazul 2	80
Figura 3. 7 Schema structurală prevăzută în cazul 3	82
Figura 3. 8 Modul în care elementele deformatorului realizează deplasările necesare	84
Figura 3. 9 Unghiul de $\frac{\pi}{2} + \alpha$ la care se calculează raza profilului eliptic	86
Figura 4. 1 Elementele constitutive ansamblului angrenaj armonic: a) element central; b) element motor; c) roata rigida fixa; d) roata flexibila mobila	93
Figura 4. 2 Imaginea ansamblului roților dințate aflate în angrenare, cu o secțiune longitudinală verticală, pentru o mai bună evaluare dimensională	94
Figura 4. 3 Imaginea ansamblului angrenajului armonic cu două unde, supus unei simulări nonliniare - statice	95
Figura 4. 4 Formele sinusoidale de variație a deplasărilor, pentru patru dintre cele opt elemente ale deformatorului	96
Figura 4. 5 a) deformațiile obținute și b) deplasările	98
Figura 4. 6 Modul de evoluție a deplasării unui element al deformatorului armonic	99
Figura 4. 7 Modul de evoluție a deplasării unui element al deformatorului armonic	100
Figura 4. 8 Evoluția deplasărilor specifice componentelor angrenajului armonic	101
Figura 4. 9 Evoluția deplasărilor specifice elementelor deformatorului armonic simulat	102
Figura 4. 10 Imaginea ansamblului armonic aflat în angrenare	103
Figura 4. 11 Detalierea dimensională a modelului angrenajului armonic	104
Figura 4. 12 Imaginea ansamblului cu exemplificarea constrângerilor și contactelor	105
Figura 4. 13 Imaginea discrețizării ansamblului angrenaj armonic cu două unde	106
Figura 4. 14 Se prezintă evoluțiile a) tensiunilor von Mises, b) deplasărilor și c) deformațiilor rezultate în urma simulării numerice a angrenajului armonic	106
Figura 4. 15 Evoluția simulată a deformației inelului flexibil pentru un unghi de 90°	107
Figura 5. 1 Caracteristicile geometrice ale elementului deformator din AMF	111
Figura 5. 2 Determinarea lungimii fibrei medii a arcului	111
Figura 5. 3 Dimensiunile caracteristice inelului central al deformatorului	112
Figura 5. 4 a) Dimensiunile geometrice ale conectorui electric de legătură	113
Figura 5. 5 Indicarea modului bisecvent de comandă în curent a deformatorului	114
Figura 5. 6 Modelul dimensional al ansamblului cu un alt concept al elementului central	115
Figura 5. 7 Exemplificarea celor două stări limită ale deformatorului	115
Figura 5. 8 Noul concept funcțional al elementului central al deformatorului	116
Figura 5. 9 Caracteristicile dimensionale corespunzătoare celor două modele de conexoare electrice centrale	117
Figura 5. 10 Primul model de contacte centrale mobile	117
Figura 5. 11 Diferite faze ale prelucrării contactelor centrale mobile finale	118
Figura 5. 12 Etapă preliminară a prelucrării pe strung a conexoarelor centrale	119
Figura 5. 13 Primul model de element central cu contacte centrale mobile	120
Figura 5. 14 Desenul de execuție al elementului central după optimizare	121
Figura 5. 15 Imaginea mesei - suport de prelucrare	121
Figura 5. 16 Elementele constitutive ale deformatorului - activ din AMF	122
Figura 5. 17 Faza premergătoare asamblării complete a deformatorului	123
Figura 5. 18 Imagini ale ansamblului deformatorului cu patru elemente din AMF	124
Figura 6. 1 Modelul rezistiv echivalent al elementului deformator din AMF	127
Figura 6. 2 Modelul electric rezistiv al circuitului prevăzut pentru comanda elementelor deformatoare din AMF	129
Figura 6. 3 Conductoare de legatură special concepute pentru testarea experimentală	131

Figura 6. 4 Elementul din AMF echipat complet și pregătit pentru testare	132
Figura 6. 5 a) elementul de tensionare mecanică, fixat în menghină, b) schema de realizarea măsurătorilor	133
Figura 6. 6 Determinarea experimentală a forței de tensionare în funcție de deplasare	134
Figura 5. 7 Caracteristicile forțelor inițială și de acțiune	135
Figura 6. 8 Caracteristica evolutivă a forței de acțiune în funcție de forță inițială	135
Figura 6. 9 Circuitul electronic experimental de adaptare și conexiune a senzorilor	136
Figura 6. 10 Echipamentele electronice de alimentare și măsurare	137
Figura 6. 11 Amplasarea și interconectarea echipamentelor experimentale	137
Figura 6. 12 Determinarii experimentale preliminarii	139
Figura 6. 13 Calibrarea termometrului în inflaroșu	139
Figura 6. 14 Poziționarea traductorului de deplasare cu fascicol Laser	141
Figura 6. 15 Fixarea atentă a punctului de masură a deplasării	142
Figura 6. 16 Realizarea determinărilor experimentale	143
Figura 6. 17 Configurarea instrumentului virtual (VI) de măsură	144
Figura 6. 18 Primul grafic VI experimental de evoluție a deplasării, forței și temperaturii	144
Figura 6. 19 Liniarizarea evoluției forței și deplasării în funcție de temperatură	145
Figura 6. 20 Caracteristice temperaturii, deplasării și forței, pentru o variație a forței de rezistență între 2,207 - 2,305 N și o deformare liniară de 0,6 mm	146
Figura 6. 21 Evoluțiile caracteristice temperaturii, deplasării și forței, pentru o variație a forței de rezistență între 2,453 - 2,796 N și o deformare liniară de 0,6 mm	147
Figura 6. 22 Evoluțiile caracteristice temperaturii, deplasării și forței, pentru o variație a forței de rezistență între 2,943 - 3,624 N și o deformare liniară de 0,6 mm	148
Figura 6. 23 Evoluțiile caracteristice temperaturii, deplasării și forței, pentru o variație a forței de rezistență între 3,924 - 4,867 N și o deformare liniară de 0,6 mm	149
Figura 6. 24 Evoluțiile caracteristice temperaturii, deplasării și forței; pentru o variație în trei trepte a forței de rezistență: a) 2,323; b) 2,576; c) 2,754 N, o deformare liniară de 0,6 mm și o răcire normală	150
Figura 6. 25 Evoluțiile caracteristice temperaturii, deplasării și forței; pentru o variație în cinci trepte a forței de rezistență: a) 5,433; b) 9,356; c) 13,224; d) 16,874; e) 20,653 N	152
Figura 6. 26 Timpul de stabilizare a temperaturii sub influența a trei valori ale intensității curentului de comandă	153

## LISTA CU NOTAȚII

3D	Tridimensional
A	Capatul A al segmentului
AA	Angrenaj armonic
Al	Aluminiu
AMF	Aliaje cu memoria formei
b	Lățimea roții dințate
B	Capatul B al segmentului
c	Numărul couplelor cinematice
CAD / CAM / CAE	Computer-Aided Design / Computer-Aided Manufacturing / Computer-Aided Engineering - proiectare asistată de calculator / fabricație asistată de calculator / activitate de inginerie asistată de calculator
C. A. D.	Convertor Analogic Digital de tip NI USB-6210
C. A. F.	Circuitul adaptor al senzorului rezistiv de forță
C. A. T.	Circuitul adaptor al senzorului rezistiv de temperatură
Cd	Cadmiu
C. S. F.	Circuitul suplimentar de filtrare destinat suprimării unui eventual zgomot pe tensiunea de alimentare
Cu	Cupru
D	Deformator
E	Modulul de elasticitate longitudinal
e	Excentricitatea
F	Forță
FFEPlus	Metoda de rezolvare preferată în cazul analizelor de tip nonlinear
$F_E$	Forță dezvoltată de elementul din AMF în lungul direcției de deplasare
$F_f$	Forță de frecare
$F_R$	Forță de rezistență pe care elementul activ trebuie să o învingă
G	Modulul de elasticitate transversal
i	Raportul de transmitere
I	Intensitatea curentului electric de conducție prin circuit
k	Numărul lanțurilor cinematice independente
L	Lungimea de deplasare
$\Delta L$	Variația deplasării
$L_p$	Gradul de libertate al legăturilor pasive
$L_{id}$	Gradul de libertate al legăturilor independente (de prisos)
m	Modulul danturii
M	Gradul de mobilitate

M'	Gradul de mobilitate al mecanismului simplificat care ține cont de numărul de unde
MEF / FEA	Metoda Elementelor Finite
MKS	Lungimi și deplasări mm, temperatură Kelvin, presiuni și tensiuni N/mm <sup>2</sup> , viteze unghiulare Rad/sec
n	Turația
Ni	Nichel
NR	Tehnica de iterare Newton-Rapson
OL	Oțel laminat
OLC	Oțel-Carbon
PC	Personal Computer - computer personal
P <sub>E</sub>	Puterea electrică echivalentă calculată
PTFE	Politetrafluoroetenă
R	Element rigid
R`	Raza echivalentă
R <sub>Al</sub>	Rezistența echivalentă determinată în funcție de procentul atribuit Al din secțiunea elementului din AMF
R <sub>C</sub>	Rezistența conductorului de legătură
R <sub>CE</sub>	Rezistența contactului dintre conductorul de legătură și elementul din AMF
R <sub>Cu</sub>	Rezistența echivalentă determinată în funcție de procentul atribuit Cu din secțiunea elementului din AMF
R <sub>e</sub>	Rezistența echivalentă determinată teoretic, specifică elementului din AMF
R <sub>E</sub>	Rezistența determinată experimental a elementului din AMF;
R <sub>SC</sub>	Rezistența contactului dintre sursa de curent și conductorul de legătură
R <sub>x</sub>	Raza x
R <sub>Zn</sub>	Rezistența echivalentă determinată în funcție de procentul atribuit Cu din secțiunea elementului din AMF
T	Temperatura
TA	Transmisie armonică
T <sub>o</sub>	Temperatura mediului ambiant
Ti	Titan
T. L. D.	Traductorul laser de deplasare
U <sub>ca</sub>	Tensiunea electrică a sursei de curent alternativ
U <sub>E</sub>	Tensiunea calculată ca fiind necesară producției curentului I prin elementul de AMF
v	Viteza periferică pe diametrul de divizare
z	Numărul de dinți
w <sub>0</sub>	Deplasarea radială maximă

$w_{k0}$	Creșterea razei de curbură
$w_k$	Creșterea curentă a razei
$\alpha$	Unghi de rotație
$\phi$	Unghi oarecare
$\gamma$	Unghiul de cuprindere
$\mu$	Coeficientul de frecare
$\rho$	Densitatea de masă
$v$	Vâscozitatea cinematică
$\omega$	Viteza unghiulară
$\sigma_c$	Efortul de curgere al materialului
$\sigma_H$	Tensiunea de contact

## INTRODUCERE

Pe parcursul prezentei tezei de doctorat intitulate „*Cercetări privind construcția și funcționarea transmisiilor armonice având generatorul de unde cu elemente din aliaje cu memoria formei*”, au fost realizate cercetări științifice experimentale, care implică un domeniu de interes științific major, și anume acela al transmisiilor armonice îmbinat cu cel al materialelor inteligente, din care fac parte și aliajele cu memoria formei, sub diverse aspecte constructive și funcționale.

Modelul novativ de transmisie armonică se diferențiază substanțial de cele existente în prezent, prin introducerea în componența acesteia a unei noi tipologii de generator de unde, deformator - activ, realizat din aliaje cu memoria formei. Acest tip de deformator activ implică acțiunea elementelor din aliaje cu memoria formei, în sensul determinării unei deformări continue a elementului flexibil al mecanismului, având ca scop obținerea unei angrenări continue și silentioase. Astfel, rolul deformatorului activ este dublu, clasic - deformarea elementului flexibil și novativ - substituirea motorului de acționare a angrenajului. Practic, poate fi apreciat faptul că acest tip de transmisie este cu auto - acționare.

Ipotezele de testare formulate, oferă noi modalități de analiză, posibilitatea obținerii unor informații importante despre transmisiile armonice cu tipologia prezentată, proiectare și simulare numerică, precum și analiza, proiectarea și realizarea practică a deformatorului - activ. Prin urmare, teza se constituie într-o importantă sursă de informații cu caracter analitic și aplicativ, datorită modelelor implementate în toate etapele de cercetare parcurse în lucrare.

Totodată, teza poate fi considerată ca un algoritm structurat de analiză a transmisiilor armonice, constituind-se într-un punct de referință pentru noi cercetări științifice care pot fi abordate în sferă tehnică propusă, aceea a transmisiilor armonice cu deformator - activ din aliaje cu memoria formei.

Teza prezintă etapizat sinteza materialului bibliografic de ultimă oră, clasificarea și profundarea fenomenologică a unor tipuri complexe de transmisii armonice, analiza comparativă a tipului sugerat de transmisie cu alte transmisii prin analogii parțiale, un model propriu de analiză a gradului de mobilitate și cinematicii angrenajului, modelul de analiză numerică, determinarea parametrilor cinetostatici ai deformatorului - activ, precum și proiectarea și realizarea practică a acestuia.

Fiecărei etape constituente îi corespunde un mod propriu de analiză, interpretare și sinteză a datelor. În plus, părțile aplicative prezintă sub formă tabelară sau grafic - evolutivă rezultatele obținute ca urmare a experimentelor.

Realizarea practică a deformatorului activ, chiar dacă are un anumit grad de simplitate, reprezintă un important punct de referință, în crearea de noi modele, în diverse tipologii constructive, care să conducă la necesitatea implementării practice a acestuia.

**Oportunitatea** cercetărilor efectuate rezultă din caracterul novativ al tipului de transmisie armonică cu deformator - activ din aliaje cu memoria formei. Datorită introducerii acestei noi tipologii de deformator, lipsa datelor concrete este implicită și aceasta a fost suplinită într-o importantă măsură prin conținutul acestei lucrări științifice. Astfel, teza constituie o bază științifică de cercetare, prin modul analitic și experimental de soluționare a aspectelor importante introduse prin utilizarea deformatorului din AMF în cadrul transmisiei armonice.

Folosirea acestui tip de deformator oferă posibilitatea de substituire a motorului de acționare a angrenajelor armonice. De aceea, acest model de transmisie poate fi privit ca fiind cu auto - acționare. Pierderile de energie înregistrate ca urmare a folosirii unui motor de acționare sunt eliminate. Zgomotul generat de motorul de acționare prin transmitere directă sau prin intermediul altor mecanisme conectate este, de asemenea, exclus.

Continua ascensiune tehnologică în domeniul materialelor inteligente, presupune că în viitor noi aliaje cu memoria formei să fie realizate, cu proprietăți și caracteristici îmbunătățite, astfel eficiență și necesitatea implementării unui astfel de tip de transmisie va fi tot mai evidentă.

Necesitatea implementării unui mecanism cu un principiu de funcționare asemănător sau chiar identic, va deveni tot mai mare odată cu dobândirea de noi cunoștințe și capacitați aplicative, în prezent existând deja o arie largă de răspândire în domenii multiple a transmisiilor armonice.

Vibrăriile produse în mod curent de angrenajele armonice actuale, vor putea fi diminuate prin folosirea unui deformator - activ din AMF, prin intermediul materialului cu memoria formei folosit și cu ajutorul unor noi modalități de control al producerii deformației, de către elementele active, utilizând diferiți algoritmi optimali de implementare a controlului termic.

**Obiectivele** urmărite în cuprinsul tezei de doctorat sunt următoarele:

- analiza stadiului actual al problematicii transmisiilor armonice și aliajelor cu memoria formei pe baza unei documentări ample de specialitate, astfel încât să poată fi evidențiat în mod comparativ nivelul cercetărilor în domeniu. Prin urmare, au fost parcuse selectiv și studiate, categorii de documente bibliografice, cum sunt: documentații de referință cu caracter de reglementare, articole sau rezultate ale cercetărilor publicate marea lor majoritate din ultimii patru ani, capitole speciale sau de specialitate din cărți publicate de edituri consacrate în domeniul de interes. În principiu, au putut fi individualizate în mod adecvat metodele existente referitoare la structura și comportamentul transmisiilor armonice și aliajelor cu memoria formei, modalitățile de manifestare a defectelor, metodele de diminuare a efectelor și diferențele tipuri de

implementare. De asemenea, au fost identificate metode analitice și experimentale pentru determinarea desmodromiei și cinematicii angrenajelor armonice, precum și modalitățile de control al actuatorilor din aliaje cu memoria formei;

- stabilirea unui model analitic adecvat pentru determinarea gradului de mobilitate și cinematicii angrenajelor armonice, pe baza schemelor structurale, cinematice și tabelelor de sinteză analitică a datelor;

- realizarea unor algoritmi proprii de analiză a noului model de deformator - activ, verificarea și stabilirea limitelor de implementare a acestora;

- fundamentarea unui algoritm adaptabil de analiză cu element finit, în SolidWorks, asupra modului de comportare a noului tip de transmisie armonică. Se prevăd etape de analiză corespunzătoare optimizării constructive și funcționale, precum și pentru determinarea parametrilor cinetostatici și dinamicii ai angrenării, prin modele de analiză adecvate. Astfel, condițiile și parametrii necesari formulării adecvate a ipotezelor de testare, precum și modalitatea structurată a realizării etapei de cercetare experimentală practică. În final, este vizat un model de deformator - activ funcțional, optimizat constructiv și modalitatea incipientă de control al elementelor active constitutive;

- testarea experimentală practică urmărește obținerea valorilor reale ale parametrilor cinetostatici funcționali ai transmisiei armonice cu deformator - activ din aliaje cu memoria formei. Se impune organizarea și structurarea unui stand de determinare a acestor parametri, care să vină în întâmpinarea necesității multidisciplinare de realizare metodologică a testărilor. Datele rezultate vor fi utilizate la proiectarea și realizarea unui model real de deformator activ din aliaje cu memoria formei;

- realizarea modelului de deformator - activ constituit pe baza elementelor din aliaje cu memoria formei, se va face prin considerarea aspectelor analitice și experimentale de proiectare multidisciplinară pe care o necesită formularea unui astfel de model;

- modul adecvat și atent de formulare a concluziilor finale și a contribuțiilor personale, conduce la reliefare unor posibilități și modalități viitoare de cercetare științifică. Diseminarea cercetărilor prin rezultate științifice teoretice și practice pe categorii și domenii de interes, în rândul specialiștilor, implică transmiterea și valorificarea rezultatelor pe niveluri de competență și grad de aplicare practică în aria aplicativă de specialitate.

Cercetările științifice prezentate în această teză, au fost structurate prin stabilirea unor **ipoteze de lucru** clare și adecvate tematicii de cercetare, considerând condiții tehnice reale și algoritmi de testare experimentală în patru faze diferențiate:

1. Analiza transmisiei armonice și modelarea acesteia pentru cazul noului model de transmisie armonică cu deformator - activ din aliaje cu memoria formei;

- realizarea schemelor structurale analitice de analiză a gradului de mobilitate și cinematicii angrenajelor armonice cu una și două unde;

- analogia parțială comparativă cu transmisiile deja existente pentru formularea unui model propriu de analiză;

- formularea unui model propriu de analiză și verificarea acestuia.

2. Aplicarea analizei cu element finit în SolidWorks, în vederea determinării incipiente a valorilor parametrilor cinetostatici și obținerea unui model constructiv - funcțional al deformatorului - activ:

- construirea modelelor de simulare numerică;

- optimizarea constructivă a modelelor inițiale;

- simularea funcțională a modelelor constructive și determinarea analitică a unui model funcțional;

- obținerea valorilor parametrilor cinetostatici funcționali.

3. Cercetări experimentale practice pentru determinarea parametrilor cinetostatici reali ai elementelor active din aliaje cu memoria formei:

- conceperea unui stand cu caracter multidisciplinar de testare a elementelor active;

- implementarea unui model electric rezistiv pentru comanda elementelor din aliaje cu memoria formei;

- stabilirea condițiilor reale de testare;

- etalonarea instrumentului virtual de achiziție a datelor rezultate din testare;

- realizarea testelor, centralizarea datelor și prelucrarea acestora sub formă grafică și tabelară;

- interpretarea analitică a datelor obținute și evidențierea situațiilor cu caracter limitativ.

4. Proiectarea și realizarea practică a unui model de deformator armonic cu elemente active din aliaje cu memoria formei:

- realizarea componentelor circuitului electric de comandă a deformatorului - activ;

- conceperea și optimizarea geometrică și funcțională a componentelor modelului de deformator;

- realizarea practică a componentelor deformatorului;

- asamblarea componentelor și verificarea modului de funcționare.

### **Structura tezei**

Prezenta teză de doctorat este structurată pe șapte capitole, pentru a răspunde obiectivelor fixate. La început au fost considerate informațiile cu privire la stadiul actual al cercetărilor în domeniul transmisiilor mecanice armonice și al aliajelor cu memoria formei, urmat de aprofundarea câtorva tipuri de astfel de transmisii considerate ca fiind relevante, s-a continuat prin abordarea comparativă analogică cu alte tipuri de transmisii armonice și a fost propus un

model propriu de calcul al desmodromiei și cinematicii, mai apoi s-a ajuns la analiza numerică cu element finit în vederea obținerii unui model funcțional de deformator - activ cu elemente din aliaje cu memoria formei, a fost, de asemenea, conceput un stand propriu de testare pentru determinarea valorilor parametrilor cinetostatici ai deformatorului armonic activ, ca în final să se proiecteze și realizeze practic deformatorul cu elemente active din aliaje cu memoria formei. Rezultatele etapelor analitice și experimenatale, au fost analizate și interpretate, în scopul folosirii în etapele ulterioare. Conceptele analitice și de simulare formulate, s-au folosit și validat cu ajutorul experimentelor practice, ca în final să fie prezentate concluzii relevante, evidențiindu-se contribuțiile personale și sugerându-se viitoare modalități de cercetare.

Considerând caracterul multidisciplinar al temei de cercetare, **capitolul I** prezintă stadiul actual al cercetărilor printr-o sinteză a materialului bibliografic, care a fost realizată pe baza ultimelor articole și cărți identificate în literatura de specialitate, aşa cum rezultă din *Bibliografie*, vizându-se domeniile transmisiilor armonice și aliajelor cu memoria formei. Pentru domeniul transmisiilor armonice a fost considerată analiza și sinteza tipologiilor constructive și funcționale ale acestor mecanisme, precum și multiplele domenii și modalități de aplicabilitate. În cazul aliajelor cu memoria formei s-au evidențiat particularitățile diferitelor tipuri de astfel de materiale inteligente și au fost reținute modalitățile de aplicare în domenii multiple, deopotrivă cu metodele avansate de control termic al acestora. Totodată, pentru ambele domenii, cel al transmisiilor armonice și aliajelor cu memoria formei, a fost structurată și problematica dezavantajelor pe care acestea le prezintă. Materialele cu efect de memorie a formei ridică probleme la faza de răcire, din cauza unei inerții mari. Transmisiile armonice funcționează cu vibrații și frecări semnificative la angrenare. Concluziile și contribuțiile autorului sunt prezentate la sfârșitul capitolului.

**Capitolul II,** „*Construcția și funcționarea transmisiilor armonice*“ constituie o abordare aprofundată a câtorva modele de transmisii armonice, cu scopul analizei constructive și funcționale a acestora. Astfel, au fost arătate aspecte importante care sunt reflectate de gradul de implicare al angrenajelor armonice în multiple aplicații, care vizează domenii diverse, cum sunt medicina, aeronautica, robotica, instalații și echipamente de fabricare a diferitelor componente din domeniul electric, electronic, automatizării, mecanică etc. Aspectele tehnice care rezultă din aceste asociere și integrări ale transmisiilor mecanice, au fost reliefate și prin prisma unor dezavantaje și neajunsuri constructive și funcționale, pe care acestea le au. Concluziile și contribuțiile autorului sunt prezentate la sfârșitul capitolului.

În **capitolul III,** „*Analiza structurală a transmisiei armonice dințate cu generator din AMF*“, se fac considerații asupra metodelor de analiză a gradului de mobilitate, pentru a determina desmodromia mecanismului, și asupra cinematicii acestuia. De aceea, se propune o

analogie parțială a câtorva tipuri de transmisii armonice existente cu transmisia propusă, care se deosebește prin deformatorul - activ static, cu ajutorul căruia se simulează deformarea eliptică continuă. Prin analize comparative, folosind schemele structurale ale mecanismelor, a fost realizat un model propriu de determinare a gradului de mobilitate, care este asociat și unei relații matematice noi. Schemele cinematice au fost astfel considerate, încât să se poată demonstra modul de mișcare și viabilitatea noii transmisii armonice. Concluziile și contribuțiile autorului se prezintă la sfârșitul capitolului.

*„Modelul de analiză cu element finit al angrenajului armonic cu generator din AMF”*, tratat în **capitolul IV**, presupune că, datorită tipologiei structurale diferite a acestei structuri novative de transmisie armonică cu deformator activ din materiale inteligente cu memoria formei, trebuie formulat un model adecvat de analiză cu element finit, care să vină în întâmpinarea cerințelor de construcție, optimizare și funcționalitate. Analiza numerică s-a derulat în mai multe etape, prin considerarea mai multor tipologii constructive de deformator - activ, iar elementelor din aliaje cu memoria formei li s-au impus deplasări cu evoluții după funcții cunoscute, pentru a se obține o deformare eliptică continuă a elementului flexibil, care, la rândul său, să producă o angrenare corespunzătoare. Tipul de analiză nonliniar - statică a condus la determinarea tipului sinusoidal de evoluție a deplasării și la obținerea modelului constructiv - funcțional al deformatorului din opt elemente active. Concluziile și contribuțiile autorului sunt prezentate la sfârșitul capitolului.

Capitolul dedicat *proiectării și realizării practice propriu-zise a deformatorului armonic activ*, d.pd.v. constructiv și funcțional, este **capitolul 5**, unde sunt proiectate și realizate pe etape componentele acestuia. Fiecare componentă a fost tratată și analizată tehnic și aplicativ, oferindu-se optimizări de natură practică și funcțională. Prin asocierea elementului central realizat din Teflon, cu conexoarele electrice centrale, care au fost îmbinate la cald cu elementele active din aliaje cu memoria formei, a fost obținut ansamblul deformatorului - activ. Echipamentele folosite de autor pentru realizarea fizică a componentelor au fost o freză cu comandă numerică de nouă generație și un strung clasic. Concluziile și contribuțiile autorului sunt prezentate la sfârșitul capitolului.

*„Determinarea experimentală a valorilor parametrilor cinetostatici funcționali”* se prezintă în **capitolul 6**, unde se descrie conceperea unui stand propriu de determinare valorică a acestor parametrii. Proiectarea standului se face considerând că încălzirea elementelor active din aliaje cu memoria formei pentru acest model de deformator trebuie să se facă prin conducție electrică directă. Astfel, se realizează un model electric rezistiv de comandă a încălzirii elementelor active și se proiectează componentele acestuia. Odată asigurat controlul încălzirii elementelor, se concepe un model de analiză și măsurare a valorilor parametrilor cinetostatici prin intermediul instrumentației virtuale moderne. Instrumentul virtual se etalonează pentru a asigura precizia

datelor obținute. Datele achiziționate corespunzătoare valorilor parametrilor sunt centralizate, procesate și interpretate. Interpretarea se face pe baza graficelor de evoluție a parametrilor forță și deplasare în funcție de temperatură. În cadrul testelor, faza de răcire a elementelor este considerată atât forțat, cât și liber. Concluziile și contribuțiile personale sunt prezentate la sfârșitul capitolului.

În **Capitolul 7** sunt prezentate concluziile finale ale tezei de doctorat și principalele contribuții personale de natură teoretică și aplicativă ale autorului, precum și sugestii cu privire la viitoarele direcții de cercetare.

## Capitolul I. Stadiul actual al cercetărilor în domeniul transmisiilor armonice și aliajelor cu memoria formei

Având în vedere caracterul multidisciplinar al temei de cercetare, trebuie avute în vedere aspecte relevante în domeniul transmisiilor armonice (TA sau angrenajelor armonice - AA) și aliajelor cu memoria formei (AMF). Au fost abordate într-un mod integrat și sintetic aspectele constructiv - funcționale și aplicative ale TA, precum și problematicile de funcționare și aplicare ale AMF.

### 1.1 Considerații generale asupra transmisiilor armonice

Aportul crescut al cercetării științifice a dus la o nouă etapă în dezvoltarea tehnicii, aceasta fiind numită etapa *"automatizării"*. Această etapă se caracterizează prin dezvoltarea a două ramuri dar care sunt strâns legate între ele. Prima ramură fiind aceea a "mecanizării activităților umane" acolo unde acest lucru nu se întâmplase. A doua ramură destinată dispozitivelor de conducere și control automate; acesta fiind posibilă datorită dezvoltării tehnicii de vîrf prin pătrunderea masivă a utilizării calculatoarelor, reprezentare schematică în figura 1.1.

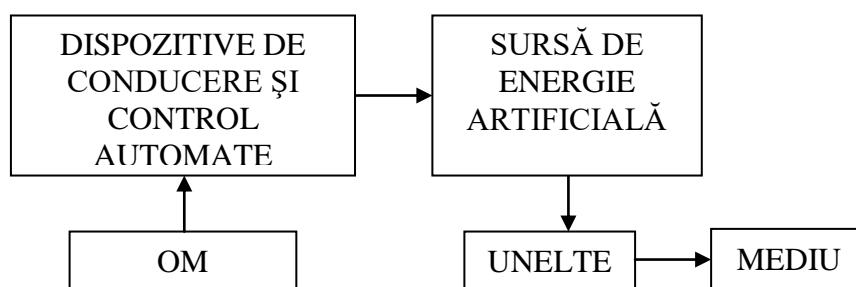


Figura 1. 1 Schematizarea generală a unei automatizări

*Mecanizarea activității umane* a fost posibilă datorită realizării unor transmisii mecanice moderne. Din cadrul acestor transmisii fac parte și transmisiile armonice. Principiul de funcționare al transmisiilor armonice a fost propus de A. I. Moskvitin, pentru transmisiile armonice cu fricțiune și brevetat în 1959 (propunere din 1955), de Clarence Walton Musser [77], pentru transmisia armonică dințată [6],[7],[110]. În 1960, firma U.S.M. expune transmisia armonică la expoziția tehnică de la New York, iar la scurt timp realizează o gamă tipizată de reductoare de uz general, aceasta datorită parametrilor constructivi și funcționali ridicăți. Dezvoltarea domeniilor de cercetare a dus la utilizarea transmisiilor armonice dințate în foarte multe din aceste domenii, cum ar fi construcția de mașini, construcția navelor spațiale, petrochimie, mecanică fină și în alte domenii în care se necesită o precizie de poziționare ridicată. De

asemenea se poate aminti și de domeniul robotică unde din anul 1973 firma suedeză ASEA produce primul robot industrial acționat electric sub denumirea de IRB - 6, în componența căruia întâlnim reductorul armonic. În prezent, majoritatea roboților industriali au în componența modulului flexie-extensie un mecanism armonic dințat [7],[8].

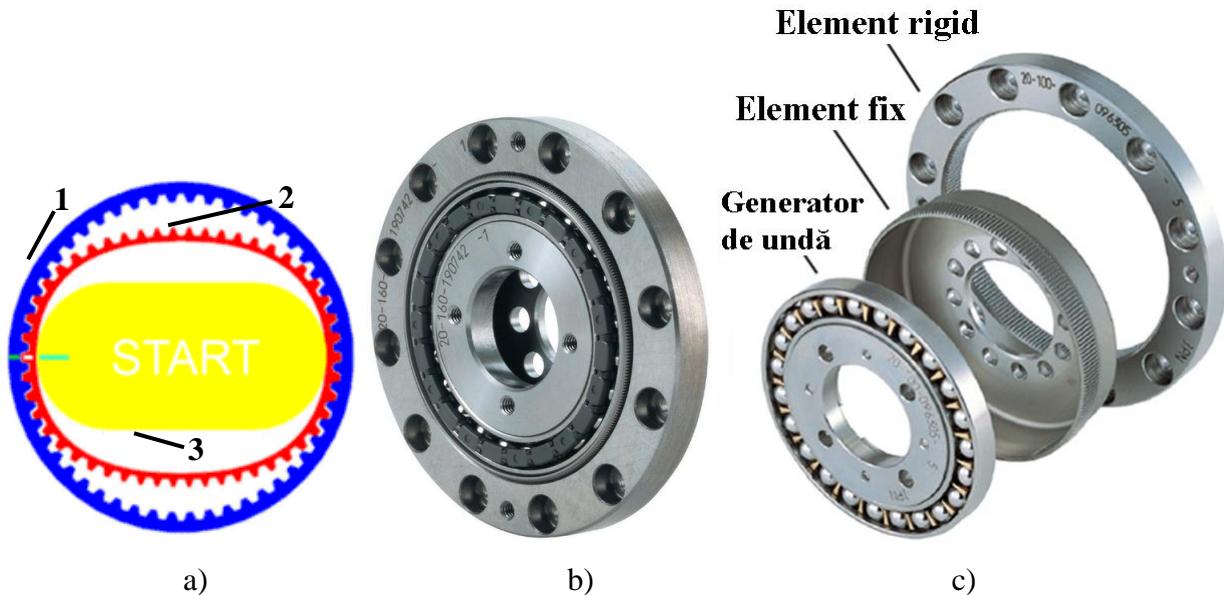
La noi în țară, transmisia armonică a prezentat un interes deosebit, în marile centre de cercetare. La Institutul Politehnic din Timișoara s-a realizat un reductor armonic încă din anul 1970; la Institutul Politehnic din Cluj-Napoca a fost proiectat și realizat prototipul unui angrenaj armonic ce are roți dințate cu profil evolventic. La Universitatea "Politehnica" București, Universitatea "Transilvania" Brașov și în alte centre universitare din țară s-au cercetat alte modele de transmisii armonice, concretizându-se cu elaborarea și susținerea unor teze de doctorat la universitățile din Timișoara, Iași, Cluj-Napoca, București. și la Institutul de Subingineri din Reșița, respectiv Universitatea "Eftimie Murgu" Reșița, după anul 1975 un grup de cercetători au avut ca studiu transmisiile armonice concretizându-se prin realizarea modulului flexie-extensie a unui robot cu scop didactic [111].

Transmisiile armonice (TA), asumate ca și angrenaje armonice (AA) sunt un tip special de sistem de angrenare mecanică, care prin construcție și mod de funcționare pot îmbunătăți anumite caracteristici tehnice în comparație cu sistemele de angrenare clasice, cum ar fi cele elicoidale sau planetare.

Avantajele constau într-o funcționare fără joc, o construcție compactă și greutate redusă. De asemenea, pot realiza un raport mare de transmitere, rapoartele pot fi reconfigurabile într-o carcă să standardizată. Alte avantaje sunt reprezentate de o rezoluție bună și repetabilitate excelentă (cu reprezentare caracteristică liniară), atunci când reposiționarea se face fără sarcinii inerțiale, precum și o capacitate de încărcare mare, având intrarea și ieșirea coaxiale ca arbori. Raporturile ridicate de transmitere sunt posibile într-un volum mic, spre exemplu un raport de la 30:1 până la 320:1, este posibil în același spațiu în care angrenajele planetare, de obicei, pot realiza doar un raport de 10:1 [21],[57],[62],[77],[108],[115].

Dezavantajele sunt considerate printr-o tendință de "wind-up" (o tendință de torsiune elastică) și degradarea potențială, de-a lungul timpului, de la șocuri mecanice și de mediu.

Ca și utilitate, acestea sunt de obicei utilizate în controlul industrial al mișcării, la mașini-unei, mașini de imprimare, în robotică și chiar domeniul aerospatial, undese utilizează ca reductoare, dar pot fi de asemenea folosite pentru a crește viteza de rotație sau la angrenarea diferențială.



**Figura 1.2 a) Schematizarea angrenajului armonic,  
b) Angrenaj armonic real, c) Părți componente [123]**

Figura 1.2 prezintă în imaginea a) o schemă simplificată a TA, în imaginea b) un AA real și în imaginea c) AA din b) dezasamblat. Elementele componenete din imaginea a) sunt explicitate mai jos [21],[57],[62],[77],[108],[115]:

1. Elementul fix și rigid, roata rigidă cu dantură interioară;
2. Elementul flexibil și mobil, roata flexibilă cu dantură exterioară (atașată de arborele de ieșire);
3. Generatorul de undă (atașat la arborele de intrare).

Teoretic angrenarea elastică se bazează pe dinamica elastică și flexibilitatea metalului. Mecanismul are trei componente de bază: un generator de undă, un element (o roată) flexibil și un element (o roată) fix. Versiunile mai complexe au o a patra componentă, utilizată în mod normal pentru a scurta lungimea totală sau pentru a crește reducția la un diametru mai mic, dar urmăresc aceleași principii de bază [21],[57],[62],[77],[108],[115].

Generatorul de undă este alcătuită din două părți distincte: un disc (cilindru) eliptic numit generator de undă și un rulment exterior. Discul este introdus în rulment, dând rulmentului o formă eliptică.

Roata flexibilă este ca o cuvă de mică adâncime. Părțile laterale ale roții sunt foarte subțiri, dar în partea de jos este grosă și rigidă. Acest lucru conduce la o flexibilitate semnificativă a peretilor la capătul deschis datorită peretelui subțire, dar în partea închisă va fi destul de rigid și poate fi fixat (pe un arbore, de exemplu). Dinții sunt poziționați radial în jurul exteriorului. Canelurile flexibile intră fix peste generatorul de undă, astfel încât atunci când discul generator de unde este rotit, roata flexibilă se deformează pentru a forma o elipsă de rotație, dar nu se rotește cu generatorul de undă.

Roata circulară fixă este un inel circular rigid cu dinții în interior. Canelurile flexibile și generatorul de undă sunt plasate în interiorul curbei circulare, punând în contact dinții roții flexibile și cei ai roții fixe. Deoarece roata flexibilă are o formă eliptică, dinții săi angrenează numai în două regiuni, pe părți opuse curbei flexibile, de-a lungul axei mari a elipsei.

Scopul proiectării angrenajelor armonice este să fie mai puțini dinți (de exemplu doi) pe roata flexibilă, decât pe cea rigidă. Acest lucru înseamnă că, pentru fiecare rotație completă a generatorului de undă, roata flexibilă s-ar roti înapoi (cu doi dinți) în raport cu roata fixă. Astfel, acțiunea de rotație a generatorului de undă ar avea ca rezultat o rotație mult mai lentă a roții flexibile în direcția opusă [21],[57],[62],[77],[108],[115].

Pentru un astfel de mecanism, raportul de transmitere poate fi calculat cu ajutorul numărului de dinți, corespunzător fiecărei trepte de viteză:

$$i_{TA} = \frac{z_2 - z_1}{z_2} \quad (1)$$

unde  $i_{TA}$  este raportul de transmitere al TA,  $z_2$  este numarul de dinți al roții flexibile (2) și  $z_1$  este numărul de dinți al roții fixe (1).

De exemplu, în cazul în care roata fixă are 202 dinți și roata flexibilă 200, raportul de transmitere este  $(200-202) / 200 = -0.01$ . Astfel, roata flexibilă se roteste cu 1/100 din viteza generatorului de undă și în direcția opusă. Acest lucru permite să fie stabilite raporturi diferite de transmitere, fără a modifica forma mecanismului, crescând greutatea sa, sau prin adăugarea de trepte. Gama de rapoarte de transmitere posibile este limitată de dimensiunea dintelui pentru o configurație dată [21],[57],[60],[77],[108],[115].

### 1.1.1 Aspecte constructiv - funcționale

Transmisiile armonice prezintă aspecte constructiv - funcționale depinzând de utilitate, modul de implementare, designul sistemelor a căror parte integrantă sunt. De asemenea, sunt folosite multiple tehnici de optimizare a caracteristicilor constructive și funcționale ale TA, realizate în majoritatea lor cu ajutorul programelor software specializate sau adaptate, dar și prin experimente practice și modelare analitică.

Bo Zeng și alții, realizează un model matematic interesant de optimizare prin variabile hibride discrete, care este dezvoltat pentru optimizarea constructivă a angrenajelor armonice. Aceasta ține cont de modulul transmisiei armonice  $m$ , lungimea roții flexibile  $L$ , grosimea roții flexibile  $\delta$  și lățimea dintelui roții flexibile  $b$ , precum și de volumul roții flexibile și fixe rigide, ca obiective pentru diminuarea valorică. Pentru aceasta se folosește un algoritm genetic hibrid și

se aplică procedura de calcul corespunzătoare acestuia. Metoda s-a dovedit a fi propice și ea a fost recomandată spre folosire specialiștilor din domeniul practic ingineresc [14].

Fei Li și Long Tian, prezintă un model diferit ca și concepție de TA. Figura 1.3 prezintă un fragment constructiv, pentru exemplificare.

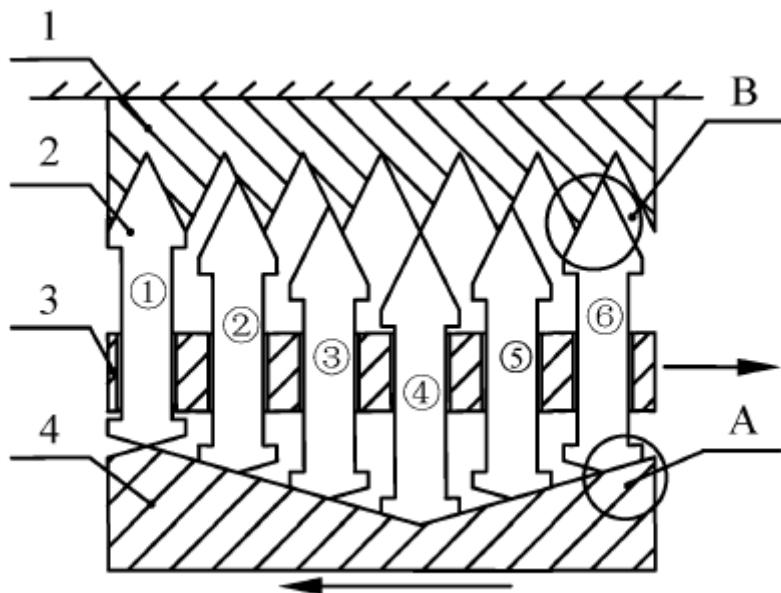


Figura 1.3 Exemplificarea unui model diferit de TA [32]

unde:

- 1- roata fixă;
- 2- dinți oscilați;
- 3- inelul suport;
- 4 - generatorul de undă.

În A și B arile de contact sunt mai mici în cazul dinților drepti decât la cei profilați.

În cazul acestui tip de angrenaj, urmatoarele concluzii au fost evidențiate:

- aria suprafeței de contact, în cazul dinților neprofilați, cu una sau două unde, variază liniar pentru fiecare dintă în timpul angrenării, maximul se înregistrează la sfârșitul unui ciclu;
- aria suprafeței de contact, în cazul dinților profilați, cu o undă, variază neliniar în timpul angrenării, iar pentru două unde ea este mult mai mică decât în cazul dinților neprofilați [32].

Din punctul de vedere al optimizării anumitor componente ale TA, Xiaoxia Chen și alții, propun un model de analiză cu element finit al unui angrenaj armonic, considerând o ipoteză simplificatoare prin care fibra medie a roții flexibile nu suportă elongații, astfel înregistrându-se tensiunile interne ale acesteia din timpul angrenării. De asemenea, se consideră un generator armonic cu două unde, care s-a modelat din punct de vedere al contactului cu roata flexibilă.

Pentru încărcări mari, a rezultat o elongație a roții flexibile mult peste media considerată la proiectare, dar care nu depășește valoarea maximă admisibilă [119].

Într-o altă lucrare, Xiaoxia Chen și alții, arată că metodele de evaluare clasice neglijeează elongația fibrei medii a roții flexibile datorate forței circumferențiale, considerând-o inextensibilă. Acestea pot induce deformări excesive și interferențe între dinți. Prinț-o metodă nouă se evaluează deformarea fibrei medii a roții flexibile, mai întâi prin considerarea forțelor interioare de deformare printr-un set de ecuații diferențiale cu constrângeri geometrice și ecuații de echilibru cu condiții de continuitate. Apoi, elongația circumferențială este calculată prin aplicarea legii lui Hooke în condițiile forței circumferențiale. În final se realizează un model de simulare cu element finit pentru verificarea rezultatelor teoretice. Acestea au demonstrat că metoda este exactă [120].

Chuang Zou și alții, oferă un model de simulare cu element finit a contactului dintre suprafețele dinților, conform cerințelor unui angrenaj armonic. Se arată că tensiunea de contact și deformarea acestora crește odată cu încărcarea, dar distribuția geometrică a tensiunilor și deformațiilor, într-o secțiune frontală, rămâne neschimbată [22].

Pentru proiectarea profilului dinților TA, Xiaoxia Chen și alții consideră o nouă metodă de proiectare, numită profil de dintă cu arc circular dublu, concretizată printr-un algoritm conjugat exact bazat pe interpolare. Această metodă satisfacă condițiile de non-interferență a profilelor conjugate și se bazează pe un algoritm de diminuare a jocului prin calcularea celei mai scurte distanțe dintre profilele a doi dinți. Figura 1.4 scoate în evidență aspectele enunțate mai sus [121].

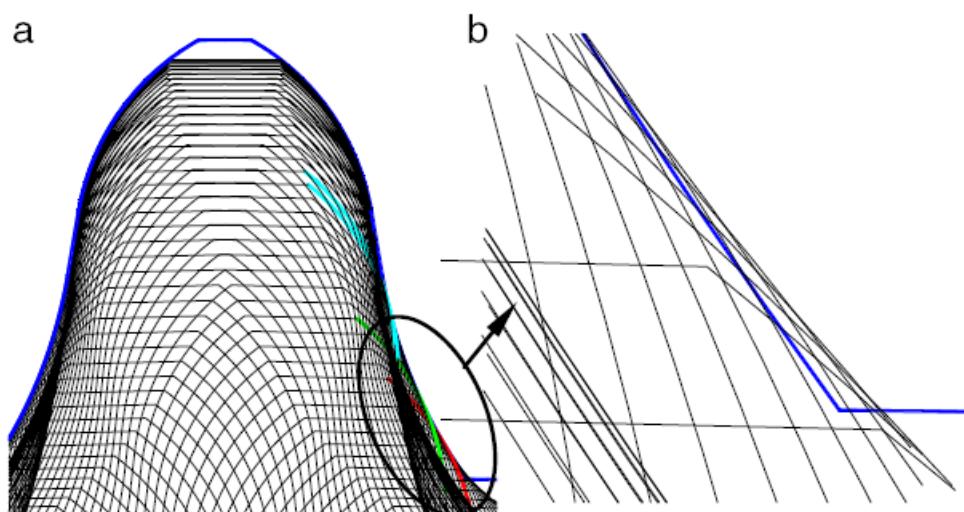


Figura 1.4 Locul și modul de deplasare a dintelui:  
a) localizarea deplasării, b) mărirea porțiunii semnificative

Comportamentul torsional neliniar al TA este modelat teoretic și experimental de Tjahjowidodo T. și alții și este arătat faptul că, datorită raporturilor mari de transmitere și cuplurilor ridicate, angrenajele armonice sunt preferate la construcția roboților. Limitările apar din cauza cuplurilor de torsiune elastice și frecărilor semnificative. Prin modelarea comportamentului static și dinamic se pot realiza optimizări importante asupra acestor angrenaje. Se propune un model de simulare static, care să considere condițiile de limită maximă și minimă de încărcare, care apoi să fie validat de teste experimentale practice. Prin compararea celor două seturi de valori, a fost obținută o concordanță deplină [105].

Kayabasi O. și Erzincanli F. afirmă că metodele analitice dau erori considerabile în cele mai multe din cazuri. Astfel, este prezentată o metodă de simulare tensiune - elongație realizată cu ajutorul MEF. Scopul este de a găsi forma optimă a dinților roții flexibile pentru a mări durata de funcționare a angrenajului armonic. S-a concluzionat că metoda numerică prediciunează valori maxime pentru tensiuni mai bine decât procedeele experimentale [56].

Ca în orice domeniu, și în cazul TA, colaborările dintre firmele de specialitate și echipele de proiectare avansată conduc la obținerea de prototipuri cu performanțe mult îmbunătățite. Un asemenea caz este supus atenției în lucrarea prezentată de Loeschel B. și alții, care într-o colaborare strânsă, echipa Micromotion, Micro Resist Technology, BESSY și LSU-CAMD au realizat cu succes micropiese de mare precizie pentru micro angrenaje armonice. Figura 1.5 prezintă un astfel de ansamblu [64].

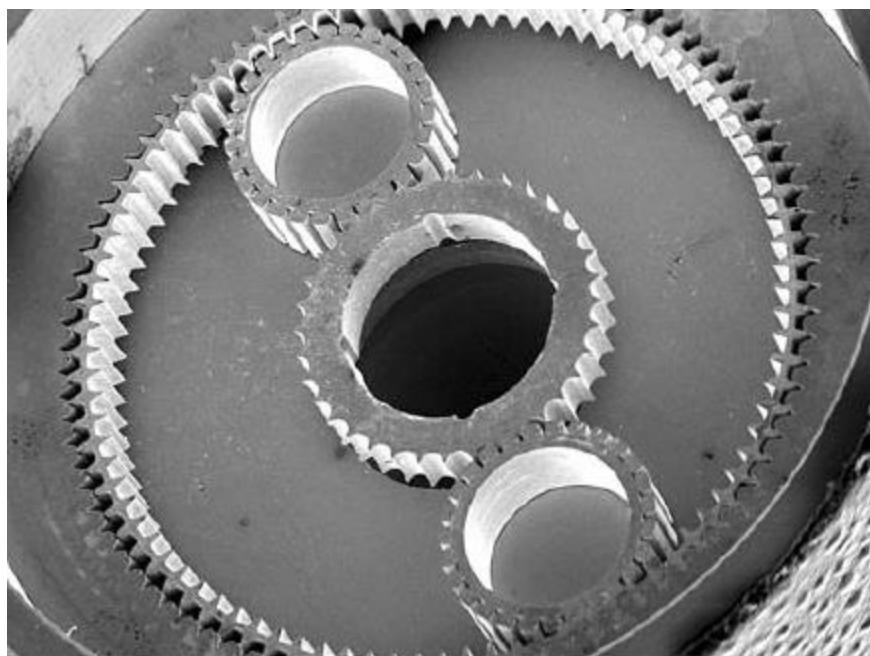
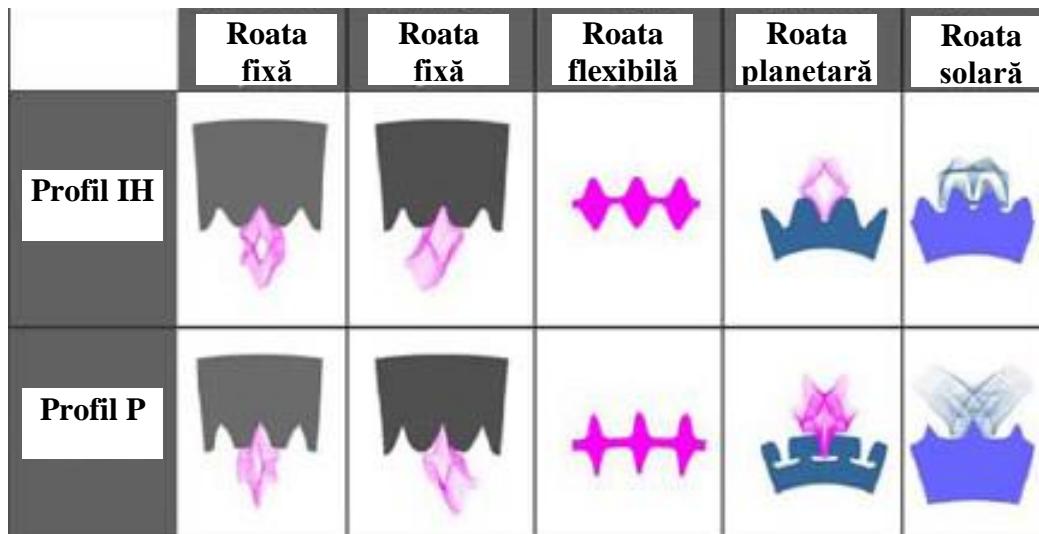


Figura 1. 5 Ansamblul micro-angrenajului armonic cu un nou profil de dintă

Experiența complementară rezultată din proiectarea și aplicarea tehnicielor superioare de proiectare, au condus la realizarea acestor deziderate, cu ajutorul proiectării asistate 2D și a materialelor de calitate. Figura 1.6 prezintă imaginile profilelor simulate [64].



**Figura 1. 6 Simularea diferitelor profile de micro-angrenaje armonice**

Funcția de deformare a roții flexibile în condiții de încărcare și considerare a efectului său asupra profilului dintelui, este cercetată de Huimin Dong și alții. Cu scopul de a investiga deformarea pentru un angrenaj armonic, este stabilit un model cinematic de analiză și simulare ABAQUS. Cu acest model se obțin deplasările nodale ale fibrei medii sub acțiunea sarcinilor diferite în procesul de transmitere dinamic. Funcția Fourier este adoptată pentru a se potrivi cu funcția de deformare sub sarcină. Pe baza funcției de deformare, este modificat profilul dintelui roții fixe circulare. Exemplul arată că, profilul dintelui modificat crește secțiunea conjugată sub sarcină și funcția de deformare variază puțin. Astfel, se pun bazele optimizării profilului dintelui, pentru a prelungi durata de viață a angrenajelor armonice [47].

În sensul obținerii unei roți flexibile de lațime mică, care să poată fi aplicată în proiectarea mecanismelor spațiale, limbajul APDL al ANSYS a fost setat de către Hai-bo Gao și alții, pentru a obține un model parametrizat de contact echivalent dintre roata flexibilă și deformator. Modelul a fost validat prin compararea cu valorile obținute din calculul analitic. Trendul cubiliniu al tensiunii a fost realizat prin schimbarea parametrilor structurali ai roții flexibile. Modelul de roată flexibilă obținut prin optimizarea modelului clasic, este cu 30% mai scurt. Această reducere dimensională s-a reflectat într-o reducere a greutății angrenajului armonic cu 0,42 kg [44].

Diversitatea modurilor de optimizare a TA este importantă, astfel că determinarea influenței variației geometrice a dintilor asupra performanțelor angrenajelor armonice, a fost considerată chiar și printr-o analiză statistică de către Leon D. și alții. De aceea, a fost evaluată, prin modele de apreciere a erorii cinematice, capacitatea de încărcare, deformarea la încovoiere și pitting. Variabilele geometrice considerate în acest studiu include modulul angrenării, unghiul de presiune și factorul de corecție a danturii. Analiza statistică urmărește experimentarea proiectării total-factorială pe trei nivele. Simularea dinamică neliniară este parametrul geometric cu influență prevalentă asupra erorii cinematice și a rezultat că evoluția pittingului este mare pentru toate variabilele geometrice considerate [60].

### **1.1.2 Aspecte de implementare și control a transmisiilor armonice**

Așa cum s-a mai menționat TA sunt amplu răspândite în diferite domenii, iar datorită unor neajunsuri cum sunt cuplul de torsiune elastic și frecările de la angrenare, se prevăd, în cazurile unor poziționări precise și / sau diminuarea vibrațiilor, sisteme de control care să compenseze aceste aspecte nedorite.

Ca un prim exemplu, Tadayoni A. și alții propun pentru verificarea parametrului de frecare a angrenajului armonic, un model de controler adaptiv cu rețea de undă structurată dinamic. Arhitectura de control integrează un controler proporțional, o componentă adaptivă și o compensare adaptivă a frecării, pentru o poziționare precisă. Stabilitatea asimptotică globală a algoritmului este realizată prin utilizarea funcției Lyapunov. În paralel cu controlerul adaptiv, o schema de reconfigurare fuzzy este folosită la schimbarea structurii rețelei odată cu modificările aparute, pentru a îmbunătăți robustețea și performanța sistemului. Metoda a fost validată prin experimentarea controlului asupra unui manipulator [103].

În privința cuplului de ieșire a unui TA, Yu-Sheng Lu și Shuan-Min Lin propun o schemă de control a acestuia prin folosirea unui senzor adaptat. La bază a fost propus un model de control intern, un atenuator adaptiv, care se bazează pe senzor de perturbații. Acest sistem s-a dovedit a fi deosebit de eficient în îmbunătățirea capacitații dinamice a actuatorului pe bază de angrenaj cu memoria formei, dar adaptiv atenuază componenta principală a perturbației produse de angrenaj [124].

Tot Yu-Sheng Lu și alții, schematizează un sistem de control al cuplului pe baza unui sistem automat cu buclă închisă și a unui control adaptiv predictiv. Sistemul s-a dovedit a fi robust și eficient în deosebi la atenuarea perturbației mecanice introduse de angrenajul armonic, prin suprimarea componentei cu frecvență de două ori mai mare decât turația motorului [125].

Masoumi M. și Alimohammadi H. prezintă într-o lucrare o investigare a vibrațiilor angrenajului armonic folosind teoria straturilor. Sunt realizate ecuațiile de vibrații ale roții

flexibile și fixe, pentru a gasi frecvențele naturale de vibrație ale ambelor și, mai mult, sunt calculate amplitudinile de vibrație ale sistemului supus sarcinii din timpul funcționării. Tot ecuațiile de vibrație sunt utilizate și pentru a studia efectele diferenților parametrii implicați, cum sunt geometria roții flexibile, a dinților acesteia, excentricitatea și dezechilibrul dinamic al sistemului [72].

În prezent micro-angrenajele armonice reprezintă cele mai mici angrenaje fără joc din lume, după cum afirmă Staiger A. și alții. Avantajele acestora le fac aplicabile pe o scară largă: producerea semiconducțorilor, echipamente de măsurare, aeronaumatică și.a.m.d. Pentru aplicații precise, adesea ajustările liniare a câțiva nanometrii sunt necesare. Soluția acestor poziționări este utilizarea actuatorilor piezoelectrici. Pentru controlul în buclă închisă trebuie considerate uzarea locală, supracreșterea din timpul poziționării, deplasările foarte scurte și pierderea poziției în lipsa alimentării cu energie electrică. Pentru a depăși aceste impedimente, angrenajele armonice se folosesc împreună cu motoare pas-cu-pas, o acționare cu excentric și couple flexibile, care sunt combinate într-o unitate compactă numită Nanostage. Prin intermediul acestora este posibilă o deplasare de 40  $\mu\text{m}$  și o rezoluție de mai puțin de 3 nm. Deplasarea într-o direcție și în cealaltă, a fost măsurată repetat într-un sistem în buclă deschisă cu mai puțin de 5 - 10 nm [100].

In-Moon Kim și alții susțin că senzorii de cuplu din couple sunt larg răspândiți în controlul roboților pentru controlul forței și coliziunii. Datorită conectării directe a senzorilor la angrenajele armonice, ar trebui să fie insensibili la discontinuitatea cuplului și zgromotul angrenării. Amplitudinea discontinuității cuplului este de câteva ori mai mare decât zgromotul electric și scade controlul asupra forței robotului și detecției coliziunii. De aceea se propune o metodă de scădere a variației de cuplu prin schimbarea poziției de amplasare a punții Wheatstone și designului senzorului de cuplu, printr-o analiză cu MEF. Performanța metodei a fost validată experimental [51].

Un sistem dezvoltat de Timothy D. Tuttle și Warren P. Seering este propus ca un instrument semnificativ de înțelegere, investigare și prezicere a comportamentului unui angrenaj armonic. Astfel, lucrarea prezintă noi probleme și tehnici în ceea ce privește modelele de angrenajele armonice. Cu ajutorul cercetărilor experimentale au fost observate caracteristici esențiale asupra modalităților de răspuns ale angrenajelor armonice. Astfel, au fost înregistrate date despre valorile erorilor cinematice, frecărilor și geometriei dinților [109].

Două lucrări de dată recentă a lui Zhang H. și alții prezintă o tehnică de estimare a cuplului de torsion dintr-o cuplă de rotație prin considerarea elasticității structurale existente la articulațiile robotice care utilizează angrenaje armonice pentru transmiterea mișcării. Se apreciază că, controlul cuplului de torsion din articulații este cheia controlului operării roboților

în medii de lucru necunoscute. Metoda de estimare a cuplului a fost experimentată împreună cu o metodă aflată pe piață și s-a concluzionat eficiența celei propuse [126],[127].

Abordarea lui Yamamoto M. și alții sugerează compensarea componentei sincrone a erorii de transmitere unghiulare, pentru a se îmbunătăți performanțele statice și dinamice de poziționare ale angrenajelor armonice. Cu ajutorul unui dispozitiv de laborator se masoară erorile și s-a ajuns în final la o compensare de până la 63% a unghiului de încărcare și o suprimare a vibrației, ca și consecință [122].

Cheng-Huei Han și alții dezvoltă un sistem de control al turației, care să compenseze vibrațiile datorate erorilor de transmitere. Sistemul este dezvoltat ca un controler de tip PI, considerând deplasările produse de vibrații ca și perturbații. Astfel, sistemul prin varierea unei constante de timp, în raport cu răspunsul frecvențial, reușește să suprime componenta principală de vibrație [20].

Lucrarea lui Gandhi P.S. și alții prezintă pentru prima dată în literatura de specialitate a angrenajelor armonice un model de reprezentare neliniară a poziției în funcție de frecare. Modelul utilizează aproximări ale poziției utilizând serii Fourier. Aceasta a ajutat și la realizarea unei scheme de compensare a frecării, care se demonstrează a fi utilă în ambele sensuri de angrenare. De asemenea, acest model poate fi utilizat și în studiul altor tipuri de angrenaje [35].

În 2010 Catalano M. G. și alții propune un model de control a două articulații mobile care au la bază două angrenaje armonice. Într-o primă fază, a fost imposibil de controlat poziția celor două articulații. După aplicarea unui control automat cu buclă închisă, s-a reușit sincronizarea celor două articulații [17].

Tot în 2010 Gang-jun Li a simula un model al angrenajului armonic care presupune o poziționare precisă a unui element dintr-un sistem robotic. Au fost analizate principalele caracteristici de neliniaritate ale unui angrenaj armonic, pentru a descrie frecarea neliniară ca o funcție de poziție și viteză prin intermediul unor serii Fourier. Sistemul de control a fost validat prin datele înregistrate în urma încercărilor experimentale și similarilor numerice [35].

Cu ajutorul unei metode de control Shao-wen Le și Gang-jun Li poziționează cu precizie elementul sistemului robotizat în prezența unei frecări semnificative. Metoda elimină timpii morți inițiali printr-un nou mod de a forma impulsul de comandă. Atât timp cât amplificatorul care comandă motorul nu se saturează, se pot folosi valori mari ale armonicii a două pentru a elimina timpii morți provocați de frecare în cadrul sistemului [95],[96].

Ca urmare a cercetărilor analitice și experimentale comparative Sensinger J. W. și Lipsey J. H. afirmă în 2012 că nici angrenajele cicloide, nici cele armonice, nu sunt total aplicabile în condiții complexe. Oricum, angrenajele cicloide sunt superioare atunci când primează dimensiunea, eficiența și inerția în raport cu jocurile și discontinuitatea cuplului [94].

Într-o oarecare contradicție Malmquist D. și alții arată în 2013 că se poate realiza un angrenaj armonic care să vină în întâmpinarea oricărei cereri de încărcare raționale. Acest lucru este posibil dacă sunt considerate toate pierderile datorate pierderilor în motorul de antrenare și în frecările de angrenare. Pe lângă acestea, trebuie acordată o atenție sporită sistemului în care coexistă angrenajul armonic, care mai conține motorul, senzorii și modulul de control [67].

## 1.2 Considerații generale asupra aliajelor cu memoria formei AMF

Aliajele cu memoria formei cunosc accepțiuni diverse, cum ar fi: materiale inteligente, materiale cu memorie, aliaje cu memorie. Acestea sunt aliaje care revin la forma inițială, după ce au fost deformate, prin aplicarea unei diferențe de temperatură. Modalitatea de revenire la forma realizată prin educare termomecanică poate fi uni - sau bi - direcțională. Prima variantă își revine la forma inițială prin încălzire, iar cea de-a doua variantă prin aplicarea unui anumit nivel mai scăzut de temperatură, pentru o stare și, prin aplicarea unuia mai crescut, pentru cealaltă stare.

AMF au fost descoperite în anii 1930. Ölander A. a descoperit în 1932 comportarea pseudoelastica a aliajului Au-Cd. Câțiva ani mai târziu Greninger și Mooradian (1938) au observat, la aliajele Cu-Zn, formarea și dispariția fazei martensitice, odată cu creșterea sau scăderea temperaturii. Au fost publicate ample rapoarte de către Kurdjumov și Khandros (1949), respectiv Chang și Read (1951) despre efectul de memorie, datorat comportării thermoelastice a fazei martensitice pentru anumite aliaje. În anii 1962-1963, în cadrul Laboratorului Naval Ordnance Laboratory, a fost realizat și lansat primul aliaj cu memoria formei destinat utilizării pe scară largă, Nitinolul, fiind comercializat ulterior sub același nume (reprezentă acronymul pentru Nickel Titanium Naval Ordnance Laboratories). Aliajul care a dat naștere acestui material conține 58,8% Nichel, Oxigen - maxim 0,05%, Carbon 0,02%, restul de procente fiind Titan. Chiar dacă aceste valori sunt aproximativ exacte cu cele folosite la fabricarea respectivului aliaj, proprietățile care caracterizează denumirea de material cu memorie se datorează tratamentului termic și modului în care a fost realizat acest aliaj. Memoria acestui aliaj constă în proprietatea materialului de a fi supus unei solicitări mecanice care conduce la deformarea plastică a corpului acestui material, deformare este înlăturată numai în clipa în care materialul cu memorie este supus unei temperaturi ridicate de recuperare a formei. O altă proprietate deosebită a acestui aliaj constă în superelasticitatea prezentată de aliajele cu memoria formei, superelasticitate exploatață cu succes, mai ales în construcția arcurilor. Aceste fenomene se explică prin prezența fazei de transformare martensitică de simetrie redusă, pentru temperaturi scazute sau temperatura ambientă, respectiv, odată cu încălzirea materialului, trecerea la o fază cu simetrie cristalografică ridicată - austenită. Această reorganizare structurală are efecte macroscopice care conduc la

variații dimensionale ale aliajelor, fapt care poate fi exploarat în construcția unor dispozitive eficiente energetic și miniaturizabile [130].

Cele mai cunoscute aliaje care prezintă efectul de memorie a formei sunt NiTi, CuZnAl, și CuAlNi.

Principalele aplicații ale efectului de memorie a formei sunt implementate în următoarele domenii [130]:

- echipamente electrocasnice;
- vehicule spațiale;
- termostate;
- conexiune hidraulice

Aplicațiile pseudoelastice sunt cuprinse în domenii ca [130]:

- rame de ochelari;
- instrumente medicale;
- antene de telefoane celulare;
- fire orthodontice.

Prin sintetizare, principalele avantaje și dezavantaje ale aliajelor cu memoria formei sunt [130]:

1) Avantaje:

- bio-compatibilitatea;
- diversitatea domeniilor de aplicații;
- proprietăți mecanice remarcabile (rezistența, protecție anticorozivă).

2) Dezavantaje:

- preț destul de ridicat, în comparație cu alte materiale;
- rezistența la oboseli mai redusă decât a anumitor oțeluri speciale.

### **1.2.1 Aspecte constructiv - funcționale ale AMF**

Aliajele cu memoria formei (AMF), sunt o clasă de materiale care suferă o transformare cristalografică în stare solidă. Acest efect poate fi utilizat în proiectarea acționărilor mecanice ultrausoare, cu beneficii semnificative pentru mediu și economie. În ciuda avantajelor actuatorilor din AMF, aceștia sunt supuși unei serii de limitări tehnice, în special, o rată de expansiune relativ lentă, care apare, de obicei, prin transfer de căldură prin convecție liberă din și către mediului ambient. Modurile de transfer de căldură alternative, inclusiv conducție și convecție forțată, sunt mai eficiente, dar nu sunt practice pentru aplicații tipice. Astfel, Leary M. și alții prezintă o nouă metodă care să permită transferul de căldură îmbunătățit în mod semnificativ, într-un mod practic și eficient. Noua metodă propusă, constă în întrețeserea AMF-ului cu un material conductor termic, în scopul de a manipula rata de transfer de căldură [58].

Pentru analiza, optimizarea și proiectarea structurilor aliajelor cu memoria formei (AMF), este prezentat un model tridimensional de constituire fenomenologică de către Langelaar M. și Keulen F. în 2008. Acest model vizează comportamentul pseudoelastic ca urmare a transformării R de fază din aliaje NiTi, dar se aplică și materialelor similare AMF cu histerezis scăzut. Posibilitatea de a calcula eficient în proiectare este esențială pentru a permite utilizarea de algoritmi de optimizare graduală, ceea ce va permite optimizarea proiectării structurilor AMF complexe. Modelul propune independența față de starea anterioară, neglijând histerezisul mic în comportamentul tensiune-deformație. Algoritmii de optimizare bazați pe gradientul de eficiență, permit reducerea volumului de calcul și optimizare proiectării structurilor complexe din AMF, folosind modelele elementelor finite [56].

Huang S. și alții în 2012 publică un articol unde atrage atenția asupra timpului de răspuns la răcire, care este în mod tipic mai mare, decât timpul de răspuns la încălzire. Aplicabilitatea actuatorilor AMF, ar fi semnificativ mai mare, în cazul în care timpul de răspuns la răcire, ar fi redus pentru a permite un profil de activare simetric, de mare viteză. Acest lucru ar oferi o perspectivă importantă asupra oportunităților asociate cu creșterea transferului termic mai eficient. De aceea autorii dezvoltă un model explicit al temperaturii în firele de AMF, pentru a estima profilul temperatură - timp în timpul încălzirii rezistive. O ecuație diferențială este realizată pentru a premedita temperatura asociată din timpul răcirii. Aceste model este folosit pentru a confirma faptul că, pentru un scenariu tipic, etapa de răcire domină timpul de răspuns total și că este necesar un suport foarte conductiv, care să poată fi utilizat pentru a reduce semnificativ timpul de răspuns la răcire. Ecuația diferențială este validată de datele corespunzătoare stării de echilibru și este extinsă pentru a oferi o perspectivă asupra efectelor AMF, inclusiv efectele de excitație periodică cu privire la rata de răcire și observarea temperaturii minime a AMF în timpul unui ciclu de încălzire. Rezultatele acestei tehnici, sunt în general aplicabile pentru orice problemă tranzitorie axisimetrică, în privința optimizării transferului de căldură, afirmă autorii [45].

Tot asupra caracteristicii foarte neliniare de răspuns, care limitează fundamental acuratețea servomotoarelor din AMF, se exprimă în lucrarea lor și Asua E. și alții. Scopul acestora a fost de a elabora metode de control neliniare potrivite pentru aplicațiile de poziționare a AMF. Pentru a se ține cont de efectele de histerezis, sunt introduse în integrarea proporțională cu bucle de control "anti-wind-up" modele de histerezis inverse. Modelele de histerezis inverse sunt obținute atât cu ajutorul unei schimbări liniare în apropiere de fază, cât și de formare de rețele neuronale, folosind datele experimentale. Se constată că rețelele neuronale sunt instrumente excelente, perfect capabile să învețe efectele de histerezis. Mai multe strategii de control, cu și fără compensare, sunt experimentate pe un actuator AMF din laborator și se

constată că rețelele neuronale îmbunătățesc cu succes răspunsul în buclă închisă și conduc la o precizie de poziționare, dimensional apropiată de microni [10].

Într-o lucrare publicată în 2013 Cocco V. și alții fac referire la propagarea fisurilor datorate oboselii într-un aliaj cu memoria formei Cu-Zn-Al, corelația fisurilor din principalele micromechanisme a fost evaluată folosind microscopia electronică de baleaj din laborator. Oboseala și propagarea fisurilor a fost evaluată prin intermediul testelor clasice cu mașini hidraulice și specimene CT, la  $\Delta P = \text{constant}$ ,  $R = 0.1$  în condiții de mediu prevăzute de ASTM E 647. Capacitatea materialului de a schimba structura sub sarcină, generează un anumit comportament la propagarea fisurilor prin oboseală, caracterizat prin cinci etape diferite, din care a treia etapa se află la mijlocul domeniului investigat  $\Delta K$ , unde are loc schimbarea structurii [23].

Din punct de vedere al analizei fractale, următoarele concluzii pot fi enunțate [23]:

- 1) Prezența fisurilor la clivajul de intergranular, generează creșterea bruscă a ratei acestora în etapa 1;
- 2) Etapa 2 este caracterizată prin prezența clivajului intergranular și obosealii cu striații mai pronunțate decât în etapa 1;
- 3) Etapa 3 este etapa în care are loc schimbarea structurii prin prezența de granulații, dezlipirea probabil are loc din cauza diferitelor granulații de deformare;
- 4) Etapa 4 este caracterizată prin prezența, de o importanță crescândă, a striaților;
- 5) De asemenea, în etapa 5 numărul de striații crește cu prezența de fisuri secundare între granulații, caracterizate prin morfologia de clivaj;
- 6) Fisurile secundare caracterizează propagarea instabilă la valori mai mari ale  $\Delta K$ .

Grabowski S. și Entel P. în 1999, folosind pseudopotențialul UltraSoft au calculat formarea golurilor și energia de migrare a Al și energiile de migrare a impurităților de Cu și Zn în Al la  $T = 0$  K. Rezultatele au fost în concordanță cu datele experimentale disponibile chiar și pentru celule mici cu 32 de rețele. În plus a fost investigată influența atomilor de Cu și Zn asupra energiei de migrare a Al. Calculele au arătat că energia de migrare a Al poate fi redusă prin plasarea atomilor de Cu sau Zn la locurile celui mai apropiat vecin, de un atom difuz de Al, la punctul de congruență. Cu scopul de a avea procese de difuzie rapide în aliaje de Al-Cu-Zn, bariera de energie pentru procesul de difuzie elementară, prin intermediul locurilor neocupate mai apropiate, vecine, trebuie să fie mult mai mică [42].

Enache Al. în teza sa de Doctorat "Materiale compozite cu matrice metalică având proprietăți de memorie a formei" susținută la Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi” din Iași în 2012, analizând lucrarea și interpretând rezultatele teoretice și experimentale, a stabilit următoarele concluzii din care s-au reținut [30]:

- prin analize S.E.M. se observă că după turnare nu apar compuși chimici la interfața matrice-inserție indiferent de tratamentul superficial al inserției;
- actuatorul din lamelă AMF Cu-Zn-Al sub formă de bare de egală rezistență cu lățime variabilă are unghiul la vârf de aproximativ 47 °. Acest unghi depinde de modulul de elasticitate al alamei. La alt tip de AMF unghiul la vârf corespunzător unei lamele de egală rezistență de formă prismă trapezoidală diferă, deoarece și modulul de elasticitate diferă;
- s-au dezvoltat noi tipuri de actuatori și aplicații ale compositelor.

### **1.2.2 Aspecte privind implementarea și controlul AMF**

Implementarea AMF se face într-o tot mai largă masură și diferită din punctul de vedere al aplicațiilor. Controlul AMF necesită o atenție sporită din cauza dezechilibrului dintre cele două faze de încălzire și răcire. Formele și dimensiunile elementelor active din AMF s-au modelat atât în funcție de aplicație, cât și în vederea optimizării comportării acestora.

În privința modelelor geometric - funcționale, încă din 2005, Shin D. D. și alții abordează în lucrarea sa, un model bazat pe o peliculă subțire (membrană cu diametrul de 10mm) din NiTi, care a fost utilizată pentru a realiza o pompă de acționare compactă, generatoare de forță la viteze mari. Viteza a fost dependentă de frecvență de acționare a membranei din NiTi, comandată la 10, 50, și 100 Hz. Fluxul de lichid furnizat, a generat o răcire prin convecție forțată a AMF. Presiunea de intrare și de ieșire au fost întotdeauna în echilibru. Rezultatele experimentale arată că încărcarea optimă la ieșire a fost de 98 N, iar forța generată a fost de 198 N. Viteza maximă de 5,85 mm / s (2,96 cc / s) a fost obținută în timpul functionării membranei la 100 Hz. Previziunile analitice, oferă tendințele generale observate experimental. Măsurările reale au fost diferite față de cele predicționate, adică viteza maximă 13,9 mm / s, care corespunde unui debit de 7,03 cc / s, datorită presiunii constante asumate în model [98].

Schiedek F. și Mojrzisch S. descriu în lucrarea lor din 2011, o contribuție asupra proiectării controlului unui actuator AMF folosit la servomotoare cu reacție de poziție. Comportamentul de transmitere electro-termo-mecanică este descris de funcții liniarizate de transfer parțial. Funcția de transfer a sistemului unui actuator AMF, este caracterizată de constanta de timp termică și frecvența de rezonanță mecanică. În plus, frecvența de răspuns este măsurată pe baza analizei de corelare, iar modelul identificat arată apropierea de rezultatele avute în vedere. Proiectarea controlată se efectuează în domeniul frecvențial, prin utilizarea diagramei Bode, cu scopul de a satisface criteriul de stabilitate Nyquist. Obiectivul principal este de a depăși problema de rezonanță mecanică printr-o funcție de transfer de corecție. Acționarea din AMF, controlată de un PI (regulator Proporțional- Integrativ), devine rapidă și stabilă [92].

De asemenea, a fost reținut un exemplu interesant de implementare a AMF pentru a consolida degetele celor răniți într-un accident. O atelă dinamică poate fi folosită pentru articulațiile degetelor, realizată dintr-un nou tip de AMF. Problema avută în vedere de Yao-Jen Lai și alții (2012) este de a prezenta în mod clar sistemul și mecanismul de control dinamic al atelei. Patru fire din AMF - Ti50Ni45Cu5 cu diametrul de 1 mm ) au fost dispuse în paralel pe interiorul tuburilor de silica-gel. Mănușa din șase bucăți de silicagel sub formă de tuburi, acționează paralel cu degetele. Aceasta reprezintă o îmbinare flexibilă care se mișcă în timpul reabilitării, atunci când AMF sunt încălzite. Sunt dezvoltate două tipuri de atele dinamice (una dinamică de tip fix și cealaltă dinamică de tip portabil). Primul tip are un mecanism reglabil cu ajutorul unui sistem de control care are la bază un computer, pentru a se potrivi diferitelor tipuri de degete, și este prevăzută pentru a fi folosită într-un mediu medical. Cealaltă este controlată de un microcontroler (PIC18F452) și este potrivită pentru reabilitarea de la domiciliu. Alte variante includ sistemul de obținere a feedback-ului de temperatură, care menține un interval corespunzător de siguranță. Forța dinamică a atelei din AMF este de 22 N, fiind suficientă în perioada de reabilitare [123].

În domeniul auto designerii încercă să îmbunătățească siguranța și confortul modelelor noi de autoturisme. În multe cazuri, acest lucru se traduce prin nevoie de implementare a unor servomotoare mai puțin costisitoare și compacte. Există multe caracteristici de îmbunătățire în cazul mașinilor, care folosesc elemente de acționare de tip electromecanic. Oglinzile electrice sunt una dintre acestea. Williams E. A. și alții în 2010 realizează un dispozitiv de acționare eficientă a oglinzi a fost proiectat și construit, acesta utilizează fire din AMF pentru poziționare. Astfel, este dezvoltat un algoritm de control pentru a oferi o poziționare stabilă și precisă. Această structură de control variabilă oferă o poziționare precisă, fără a adăuga o complexitate inutilă. Rezultatele experimentale sunt prelucrate pentru a arăta răspunsul oglinzi acționate cu AMF [117].

În 2011 Gedouin P. A. și alții publică o lucrare pe baza unei comparații experimentale între modelul clasicului controler PID și cel a controlerului liber. Contribuția lucrării este considerată ca fiind pe două direcții. În primul rând, se prezintă o aplicare convingătoare a noului model de control liber în zona actuatorilor AMF, un domeniu în care controlul pe bază de model este deosebit de dificil. În al doilea rând, în scopul de a îmbunătăți performanța AMF lucrarea prezintă un model input - output non-fizic general, care este folosit pentru a proiecta un controler neliniar bazat pe MFC (controler liber de mișcare) și un controler neliniar PI. Rezultatele experimentale obținute pe un dispozitiv de acționare cu arc din AMF, arată performanțe de urmărire bune și robustețe bună față de perturbarea termică, variația de sarcină și variația deplasarii finale, pentru cele două tipuri controlere. Cu toate acestea, se pare că controlerul MFC,

este mai performant decât cel PI neliniar, în special la urmărirea traiectoriei. O continuare firească a acestui lucru ar fi dezvoltarea MCF pentru micro-servomotoarele din AMF. Aceast lucru pare foarte posibil, deoarece complexitatea algoritmului de comandă este aproape același cu cel al PI-ului. Mai mult decât atât, toate estimările derivate necesare în calcul sunt produse scalare simple, care nu sunt prea exigente în termenii performanței de calcul. Acest lucru este cu atât mai îmbucurător, cu cât acestea pot fi puse în aplicare în actualele micro-controlere implementate în micro-acționări [36].

### 1.2.3 Implementarea AMF sub forma motoarelor termice

Deoarece tema prezentei lucrări presupune considerarea deformatorului armonic ca element activ de deformare, care presupune și asumarea funcției de motor de acționare, iar activarea elementelor constitutive din AMF se face termic, se consideră relevantă studierea unor modele de implementare a AMF ca motoare termice.

Astfel, Sharma S. V. și alții în lucrarea publicată în 2008 abordează un model de implementare a AMF care are ca scop proiectarea unui nou tip de Motor Poli-Fazat pe bază de fir din aliaj cu memoria formei. Motorul poate fi folosit în mod pas cu pas sau în modul de operare servo. Fiecare fază fizică a motorului este prevăzută cu un fir AMF și un arc serie. Figura 1.7 prezintă principiul de funcționare al motorului polifazic [97].

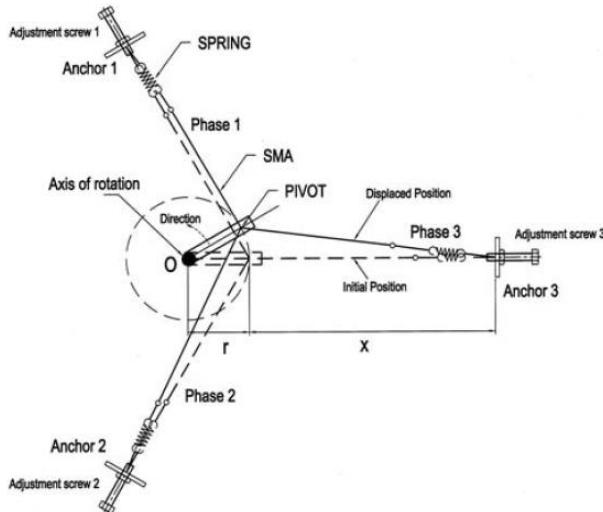


Figura 1. 7 Principiul de funcționare al motorului poli-fazat pe bază de AMF [97]

Motorul seamănă cu un motor pas cu pas în funcționarea sa, deși principiile de acționare sunt diferite, prin urmare a fost caracterizat similar cu un motor pas cu pas. Motorul poate fi acționat în ambele sensuri, cu diferite metode de secvențiere a fazelor, care sunt prezentate în lucrare. Motorul este modelat și simulat, iar rezultatele simulărilor și experimentelor, sunt

prezentate. Modelul fizic experimental al motorului, este de formă pătratică cu laturile de 150mm și 20mm grosime, folosind fir din AMF de 0 la 4 mm în diametru și 125 mm lungime, pentru fiecare fază [97].

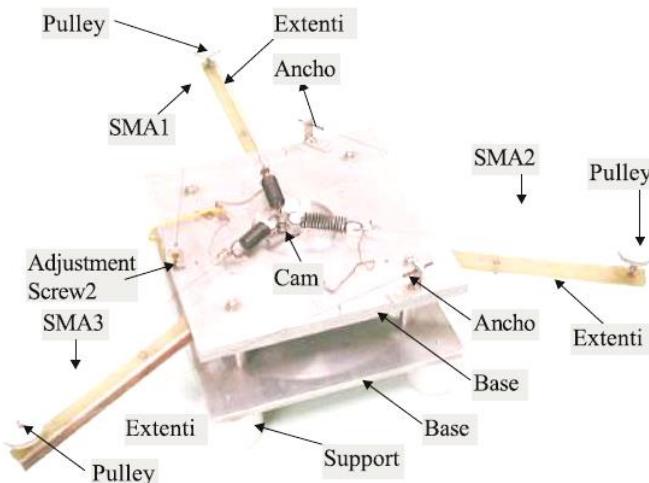


Figura 1. 8 Prototipul de laborator al motorului trifazic cu elemente din AMF [97]

Sunt prezentate diverse tehnici de secvențiere a fazelor pentru acționarea motorului și au fost discutate avantajele și limitele acestora.

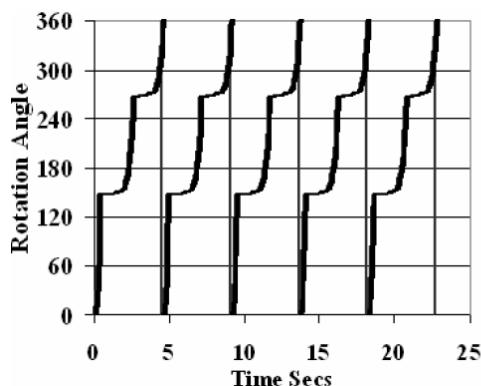


Figura 1. 9 Secvențierea fazelor pentru o rotație continuă [97]

Se observă ca un motor din AMF cu 5 faze poate fi controlat cu ajutorul secvențierii polifazate. Secvențierea poli-fazată produce cuplul maxim, comparativ cu alte metode de secvențiere. Motorul din AMF prezentat s-a dovedit a fi robust, cu funcționare lină și silentioasă [97].

Wakjira J. în 2001 [116] și Schiller E. H. în 2002 [93], în tezele de master în științe ingineresti din domeniul mecanic, realizate la "Faculty of the Virginia Polytechnic Institute" din Statele Unite ale Americii, au abordat prin simulări numerice și experimente practice un nou model de motor termic din AMF.

Se credea că aceste motoare ar putea folosi căldura din surse cu temperaturi scăzute, cum ar fi apa încălzită solar, apa caldă și căldura geotermală cedată de motoarele convenționale, ca o sursă importantă de energie. Interesul a fost diminuat, în mare parte, pentru că dispozitivele prototip mici, dezvoltate în laborator, nu au putut fi realizate pentru a produce o putere semnificativă. Se crede că proiectarea controlată nu a reușit, deoarece acestea au fost dependente de frecare, ca mecanism de conducere, care a dus la pierderi mari de energie prin alunecare. Astfel, se propune un nou mecanism de conducere cu lanț și pinion, care este independent de frecare și, prin urmare, ar trebui să permită producerea de energie mecanică la un nivel semnificativ. Designul propus este descris în detaliu și este urmat de o analiză evolutivă, care a dus la stabilirea designului final. Este abordată pe scurt modelarea termodinamică și sumar sunt propuse îmbunătățiri cu privire la posibilitățile de continuare a cercetărilor [116].

Motorul cel mai apropiat de cel prezentat a fost inventat de Dr. Johnson în 1976. Jillcha Wakjira a realizat un motor care a funcționat mai multe mii de cicluri. Motorul VT1 este o îmbunătățire a designului lui Johnson. Aceasta este acționat printr-un lanț / pinion și un sincronizator de tip lanț / pinion. VT1 prezintă posibilitatea de a fi controlat, deoarece folosește un mecanism care poate permite transmiterea unui cuplu mare și elimină pierderile de frecare mari asociate modelelor anterioare.

Se prezintă în câțiva pași modul experimental de verificare a funcționării motorului termic VT1 din AMF [93],[116]:

- 1) Dezvoltarea unei relații între sursa de temperatură și viteză;
- 2) Varierea lungimii lanțului și observarea efectului asupra cuplului și vitezei;
- 3) Varierea dimensiunii pinionului și investigarea efectului asupra cuplului și vitezei;
- 4) Efectuarea măsurătorilor de temperatură și a ratei de transfer de căldură, din diferite puncte ale sistemului. Măsurările vor oferi informații utile în înțelegerea eficienței dispozitivului;
- 5) Se calculează randamentele de la măsurările de transfer de căldură;
- 6) Optimizarea diferenței de temperatură. Diferențele de temperatură extreme sunt o sursă de irreversibilitate, din cauza volumului mare de entropie generat. Prin urmare, motoarul nu se poate apropia de eficiența unui motor ideal, sau eficiența Carnot.

În concluzie, se subliniază unele dintre avantajele motorului termic VT1 din AMF. Motorul folosește doar câteva piese în mișcare, ceea ce duce la un design relativ simplu. Utilizarea unui lanț cu role ca sincronizator, face aparatul ușor de controlat pentru orice lungime. Cufundarea unei lungimi mai mari a lanțului în mediul de încălzire și cel de răcire, ar trebui să crească viteză de deplasare. Pentru că AMF este foarte rezistent la coroziune, motoarele pot fi folosite în diferite condiții de mediu. În plus, motoarele termice din AMF pot funcționa într-un domeniu larg de temperaturi, prin selectarea unui material cu memorie termică având o

temperatură critică adecvată corespunzătoare condițiilor stabilite. Motoarele termice din AMF ar trebui să funcționeze la niveluri de zgomot mult mai mici decât multe alte motoare. Toate lucrurile conduc la faptul că există încă un viitor interesant pentru motorul termic VT1 [116].

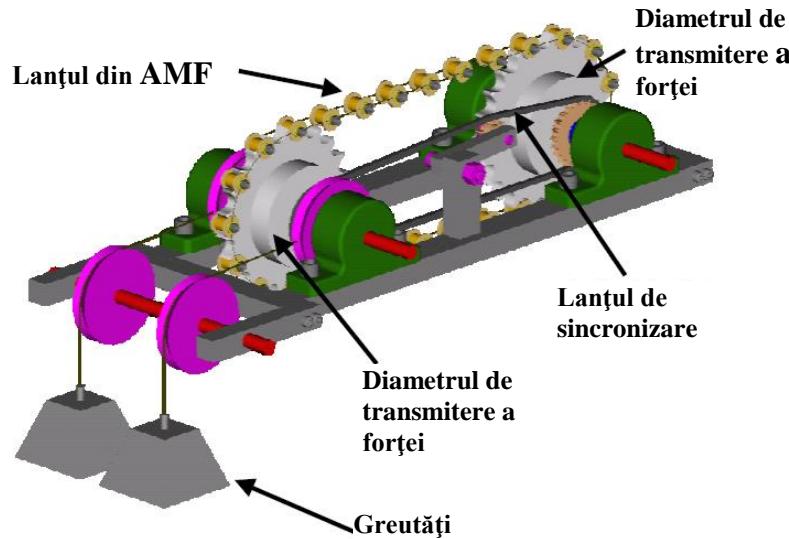


Figura 1. 10 Reprezentarea tridimensională a motorului termic VT1 [116]

Figurile 1.10 și 1.11, evidențiază reprezentările tridimensională și schematică a motorului termic VT1.

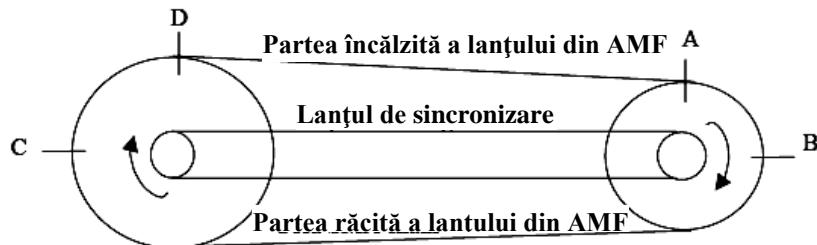


Figura 1. 11 Reprezentarea schematică a motorului termic VT1 [116]

Deoarece forța generată în timpul încălzirii o depășește pe cea necesară pentru deformare la răcire, motorul este capabil să genereze putere la arbore. S-au efectuat măsurători experimentale limitate de viteza arborelui. Un model analitic al motorului arată că puterea maximă de ieșire pentru prototip, în condițiile de testare, ar trebui să fie de 0,75 W. Eficiență termică, chiar dacă nu se măsoară, este de așteptat să fie scăzută. Aplicațiile potențiale pot includă transformarea căldurii reziduale în putere la arbore.

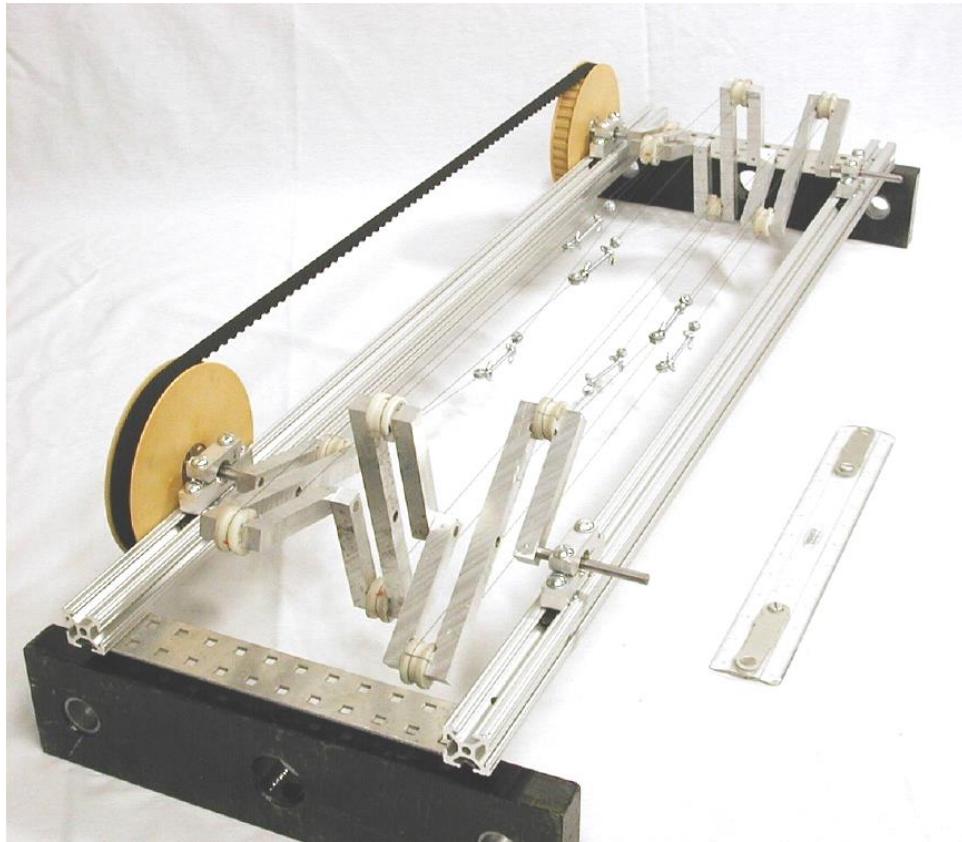


Figura 1. 12 Prototipul final supus testarilor [93]

Din cauza constrângerilor geometrice, motoarele cu manivelă au fost în mod tradițional limitate la utilizarea arcurilor elicoidale, ca elementele generatoare de forță. Prin sincronizarea arborilor paraleli pentru a se roti în aceeași direcție, a fost impusă rotirea pe aceeași direcție în loc de direcții opuse, aşa cum s-a procedat în trecut. Prin urmare, firul drept care se întinde și contractă axial, poate substitui pentru o mai mare eficiență, arcurile elicoidale. Pentru a crește puterea la ieșire, pot fi făcute oricare dintre următoarele modificări la configurația prototip [93],[116]:

- creșterea numărului de manivele uniform distribuite (de asemenea, conduce la o funcționare mai uniformă);
- creșterea numărului de fire între fiecare pereche de manivele;
- se poate mări distanța dintre centrele arborilor cotiți;
- creșterea intervalului de alungire;
- creșterea diametrului firului (limitată de transferul de căldură);
- creșterea temperaturii sursei de căldură;
- reducerea temperaturii sursei reci;
- creșterea ratei de transfer de căldură pentru încălzire, răcire sau ambele.

## 1.3 Concluzii și contribuții și personale

### Concluzii

Datorită caracterului unic pe care îl are modelul de TA stabilit prin tema prezentei lucrări, care se identifică prin deformatorul - activ de undă din AMF și a multidisciplinarității impuse de proiectarea și realizarea unei astfel de tipologii constructiv - funcționale de deformator, studiul bibliografic a fost amplu și diferențiat.

Prin analiza materialului bibliografic s-a dorit reliefarea a două obiective clare, analiza complexă și completă a tipologiilor de TA, precum și asimilarea cât mai largă a informațiilor cu privire la AMF.

Analiza TA a condus la evidențierea câtorva aspecte importante constructiv - funcționale, cu privire la precizia de poziționare a acestora și modul de control al acesteia în funcție de modelul de implementare practică, precum și la modalitățile de considerare și optimizare în sensul diminuării vibrațiilor și variațiilor de cuplu cauzate de frecările din timpul angrenării.

Informațiile dobândite din studiul bibliografic al modalităților multiple de implementare, optimizare și control activ al AMF, reliefiază aspecte importante care trebuie avute în vedere de-a lungul procesului de proiectare. Astfel, cea mai importantă concluzie se referă la diferența importantă între cele două faze active ale AMF, cea de încălzire și cea de răcire. Chiar și prin răcire forțată, revenirea AMF în aceasta fază este mult mai lentă decât în cea de încălzire. Problema se poate rezolva în două moduri, predicționarea fazei de răcire, printr-un control adecvat și / sau aplicarea unei forțe care să ajute AMF în această fază de operare.

### Contribuții personale

Modul de sintetizare a materialului bibliografic amplu și divers a fost făcut pe baza a două considerații majore aplicabilitate și relevanța ultimelor informații în domeniul TA și AMF, precum și structurarea reprezentativă pe domenii și puncte de vedere.

## Capitolul II. Construcția și funcționarea transmisiilor armonice

### 2.1 Principiul de funcționare al transmisiilor armonice

Transmisiile armonice (TA) au în componență trei elemente principale și anume: un element rigid, un element flexibil și un deformator. Principiul structurat de funcționare al transmisiilor armonice este prezentat în figura 2.1 [111],[112].

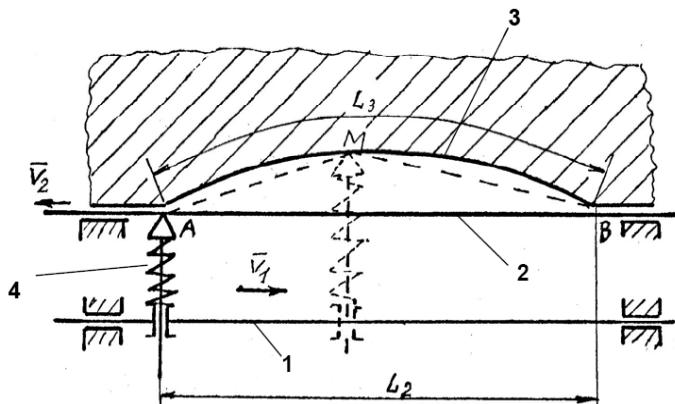


Figura 2. 1 Principiul de funcționare al transmisiilor armonice (TA)

Așa cum se poate observa, deformatorul este realizat din bara 1 și tachetul 4, bara 2 reprezintă elementul flexibil, iar elementul rigid este reprezentat prin elementul fix 3, al cărui profil urmărește o curbă oarecare. Considerăm că între punctele A și B lungimea elementului fix (3) este  $L_3$ , care este mai mare decât a elementului flexibil (2) -  $L_2$ . Dacă deformatorul se deplasează pe orizontală cu viteza  $v_1$ , din punctul A în punctul B, datorită tachetului din componență sa, obligă elementul flexibil (2) să se înfășoare treptat pe profilul elementului rigid (3). Pentru a putea intra în contact, fără alunecare, elementul flexibil (2) este obligat să se deplaseze în ghidaje dinspre punctul B înspre punctul A. Presupunem că frecarea între elementul flexibil (2) și elementul rigid (3) este mai mare decât frecarea dintre tachetul deformatorului (4) și elementul flexibil (2). Acesta din urmă se va deplasa în sens invers deplasării deformatorului cu distanța  $\Delta L = L_3 - L_2$ . Așadar, deplasând deformatorul din punctul A în punctul M, arcul de curbă  $\widehat{AM}$  este mai mare decât distanța AM la care trebuie elementul flexibil să revină, dar datorită diferenței de lungime este obligat să se deplaseze dinspre punctul B către punctul A.

Pentru a evidenția modul de transmitere a mișcării la transmisiile armonice, se prezintă fenomenul chiar în cazul transmisiei armonice cu două unde, figura 22 [111],[112].

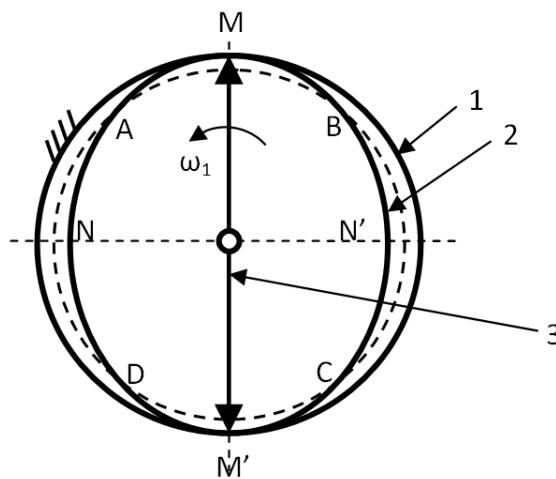


Figura 2. 2 Schematizarea TA cu două unde

În figura 2.2 s-a notat cu: 1- elementul fix și rigid al transmisiei armonice, 2- elementul flexibil al transmisiei armonice, 3- deformatorul. De asemenea, se consideră lungimea profilului interior al roții fixe ca fiind  $L_1 = \pi \cdot D_1$ . Lungimea profilului interior al roții flexibile, reprezentat în figură cu linie întreruptă pentru starea nedeformată, se dă de forma  $L_2 = \pi \cdot D_2$ . Dacă deformatorul (3) este rotit cu viteza unghiulară  $\omega_1$ , obligă elementul flexibil (2) să se înfășoare fără alunecare pe profilul interior al roții rigide (3). Considerând punctele M și M' ca fiind două puncte ce aparțin deformatorului (1) (ca în fig. 3), la o rotație completă a deformatorului, aceste puncte vor parurge o distanță L pe elementul flexibil. Viteza unghiulară  $\omega_1$  fiind constantă, iar între elementul (1) și elementul (2) al transmisiei neexistând alunecare, rezultă faptul că distanța L parcursă este chiar distanța  $L_1$ . Această diferență între  $L_1$  și  $L_2$  notată cu  $\Delta L$ , va produce o mișcare relativă de rotație a elementului flexibil (2) față de elementul fix (1). Pentru a determina sensul de rotație al elementului flexibil (2) în cazul studiat, vom observa că deformatorul are sensul de rotație în sens trigonometric. Astfel, în zonele MA și M'C elementul flexibil este obligat să înfășoare elementul rigid, din această cauză se produce o rotație a elementului în sens invers sensului deformatorului. În consecință, în zonele MB și M'D, datorită elasticității, elementul (2) tinde să revină la poziția inițială, producând o mișcare de rotație în sens invers sensului deformatorului, deoarece arcul  $\widehat{MB}$  este mai mare decât lungimea segmentului MB [111], [112].

În același timp, se poate considera că transmisiile armonice, cu deformator simplu, derivă din transmisia planetară cu o roată centrală, vezi figura 4 unde la transmisia planetară s-au notat cu: 1 - brațul portsateliți, 2 - roata centrală, 3 - satelitul, 4 - arborele condus, 5 - cuplajul prin care arborele 4 preia nemodificat rotația absolută a satelitului 3. Deoarece transmisia armonică este o transmisie cu un element flexibil, cuplajul 5 folosit la transmisia planetară inițială (figura 2.3, a) este admis sub forma unui tub flexibil. Cinematic nu se schimba nimic dacă satelitul 3 se asează

pe brațul 1 prin intermediul rolei 6 (elementul pasiv). În acest caz, satelitul apare ca un inel rigid (figura 2.3, b) [111],[112].

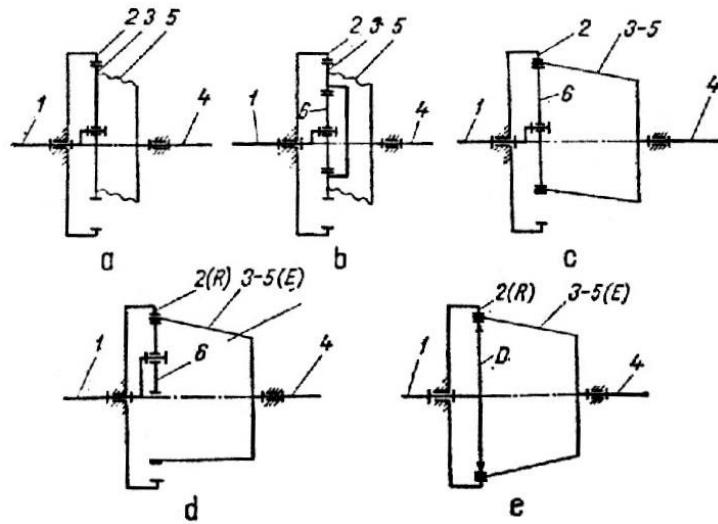


Figura 2.3 Variante ale transmisiei planetare

Mărind în continuare diametrul rolei 6 până când satelitul 3 devine un inel flexibil, satelitul și tubul-cuplaj 5 se pot realiza corp comun (figura 2.3, c - elementul 3 - 5). De aceea, se consideră că rolul 6 are rolul de a obliga elementul flexibil 3 - 5 să ruleze pe roata centrală 2 (la transmisia planetară - figura 2.3, a - acest rol revine excentricului brațului 1). Evident, raportul de transmitere nu depinde de mărimea rolei 6, ci numai de lungimile circumferințelor de rulare ale elementelor 2 și 3-5 (figura 2.3, d). La rotirea elementului 1, elementul flexibil 3-5 capătă deformații sub forma de unde, de aici atributul "armonică" din denumirea acestei transmisii. Din cele prezentate se observă că transmisia armonică are următoarele elemente (figura 2.3, e - reprezentare simbolică): un element flexibil E, un element rigid R și un deformator (generator de unde) D. Evident, transmisiile planetare cu o roată centrală, realizându-se cu roata centrală fixă sau mobilă și transmisiile armonice, sunt corespunzătoare cu elementul rigid imobil sau mobil, adică cu elementul flexibil rotitor (figura 2.4, a) sau nerotitor (figura 2.4, b).

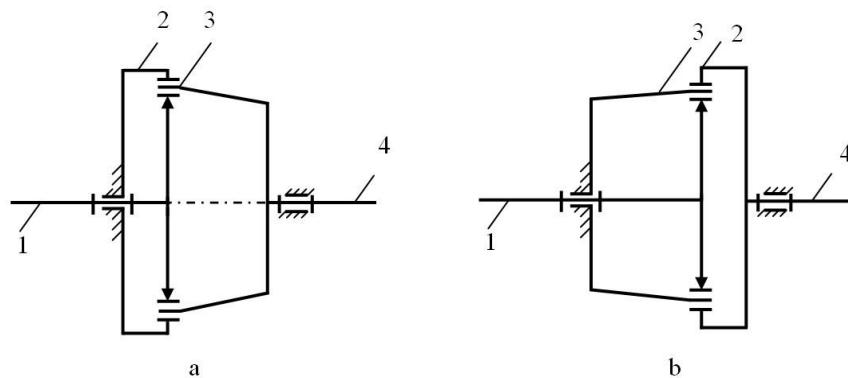


Figura 2.4 Transmisiile planetare cu roata centrală a - fixă sau b - mobilă  
ing. Ionuț - Viorel BIZĂU

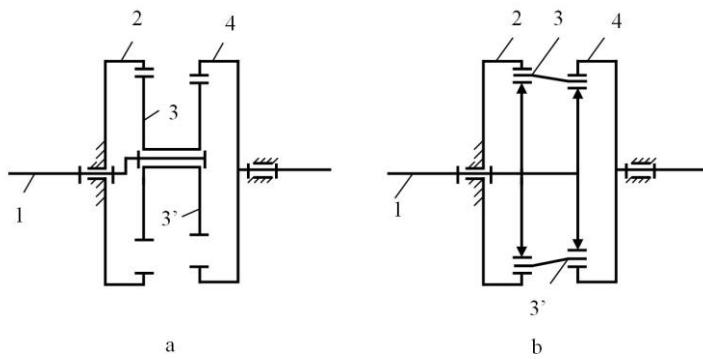


Figura 2.5 a - transmisia planetară, b - transmisia armonică

Unele transmisii armonice derivă din transmisia planetară cu două roți centrale și satelit dublu, figura 2.5: a - transmisia planetară, b - transmisia armonică.

Analogia transmisie armonică - transmisie planetară este foarte utilă în studiul cinematic al primelor: raportul de transmitere al unei transmisii armonice este același cu raportul de transmitere al mecanismului planetar din care a derivat. La transmisia cu element flexibil simplu, corespunzător schemelor a și b din figura 2.5:

$$i^2_{14} = i^2_{13} = \frac{1}{i^2_{31}} = \frac{1}{1-i^1_{32}} = -\frac{R_3}{R_2 - R_3} \quad (2.1)$$

$$i^3_{14} = i^3_{12} = \frac{1}{i^3_{21}} = \frac{1}{1-i^1_{23}} = \frac{R_2}{R_2 - R_3} \quad (2.2)$$

Raportul de transmitere al transmisiei armonice cu element flexibil dublu (figura 2.5) este:

$$i^2_{14} = \frac{1}{i^2_{41}} = \frac{1}{1-i^1_{42}} = \frac{1}{1-\frac{R'_3 \cdot R_2}{R_3 \cdot R_4}} \quad (2.3)$$

În relațiile 2.1, 2.2 și 2.3, cu R s-au notat razele de rulare, iar în scrierea raportului de transmitere s-a procedat astfel: elementul nerotitor este trecut ca indice superior, iar indicii inferiori se referă: primul la elementul conducerător, iar celălalt la elementul condus.

Pornind de la transmisia planetară din figura 2.3, a cu un singur satelit, în figura 2.3, d s-a obținut transmisia armonică cu un singur contact, cu deformator simplu. Dacă la transmisia planetară se consideră doi sateliți dispuși diametral sau trei sateliți la  $120^\circ$ , procedând ca în

figura 2.6, se obțin transmisiile armonice cu două și cu trei contacte, sau, altfel spus, cu deformator dublu - figura 2.6, a și cu deformator triplu figura 2.6, b. La transmisiile armonice aflate în fabricație de serie se folosesc aproape exclusiv deformatoare duble.

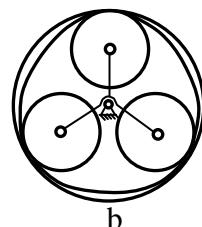
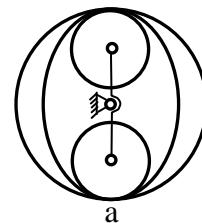


Figura 2. 6 T A cu a - deformator dublu și b - triplu

Unele transmisiile armonice se realizează cu deformator planetar. Pentru exemplele din figura 2.7, rapoartele de transmitere sunt [111],[112]:

- la transmisia din figura 2.6, a, transmisia planetară analogă este redată în figura 2.7, c:

$$i_{14} = i_{1H}^{3'} \cdot i_{H4}^3 = \frac{1 - i_{13'}^H}{1 - i_{43}^H} = - \frac{(1 + \frac{R_{3'}}{R_1})}{(R_3 - R_4)} \quad (2.4)$$

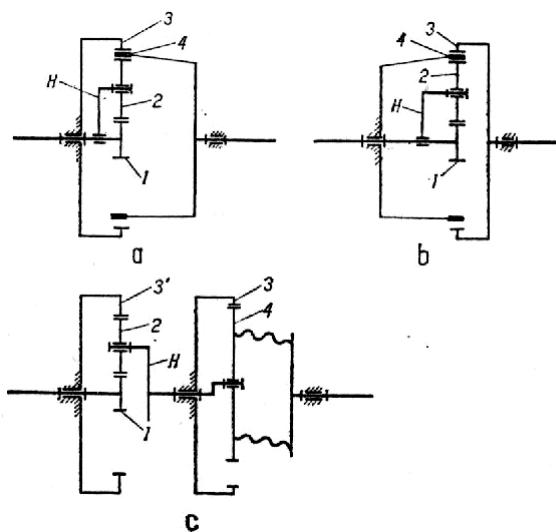


Figura 2. 7 Transmisiile armonice se realizează cu deformator planetar

- la transmisia din figura 2.7, b:

$$i_{13} = i^{3'}_{1H} \cdot i^4_{H3} = \frac{1 - i^H_{13'}}{1 - i^H_{34}} = \frac{(1 + \frac{R_3'}{R_1})}{(R_3 - R_4)} \quad (2.5)$$

în care  $R_1$ ,  $R_2$ ,  $R_3$  și  $R_4$  sunt razele de rulare ale elementelor 1, 2, 3 și 4 (nedeformat, suprafața exterioară),  $R_3' = R_3 - g$ , unde  $g$  este grosimea elementului flexibil..

## 2.2 Descrierea constructiv - funcțională a unor modele de transmisiile armonice dințate

Transmisiile armonice, datorită avantajelor numeroase, s-au impus ca element principal în foarte multe aplicații din diferite domenii. Dintre acestea sunt amintite:

- domeniul aerospațial;
- domeniul roboților industriali;
- domeniul mașinilor unelte;
- domeniul echipamentelor de testare și măsurare;
- domeniul echipamentelor medicale.

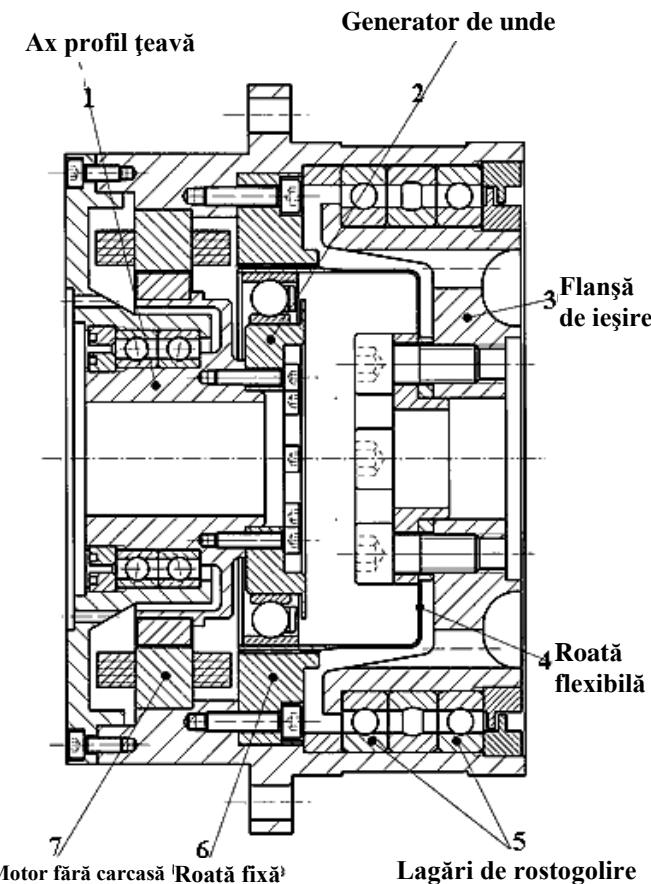


Figura 2. 8 Modul de acționare a aripilor unui satelit de telecomunicații

Domeniul construcțiilor aerospatiale, prin cerințele sale specifice, a fost zona în care s-au inițiat și dezvoltat transmisiile armonice sub forme variate de aplicare. Astfel, raportul mare de transformare, într-o singură treaptă, adăugat unui design compact, ambele realizate la o greutate redusă, constituie elemente definitorii pentru a se putea alege varianta ideală în cazul, spre exemplu, al mecanismelor necesare sateliștilor. Un asemenea exemplu se constituie într-un modul de acționare a aripilor unui satelit de telecomunicații, vezi figura 2.8. [132]

ACTIONAREA este constituită dintr-un mecanism armonic, care a fost montat într-o carcăsa ușoară, aceasta este pusă în mișcare de un motor fără carcăsa (7). Întregul mecanism dispune de un generator special de unde (2). De menționat este că roata flexibilă (4) a mecanismului se conectează la sarcină printr-o flanșă de ieșire (3), care este susținută de rulmenți înguști cu bile (5), iar inelul fix a fost modificat pentru a ușura integrarea în carcăsa. Arborele (1) constituie, în același timp, suportul pentru trecerea cablurilor din palele care includ panouri solare, folosite pentru încărcarea bateriilor satelitului. Pentru fabricarea tuturor componentelor s-a folosit numai oțel inoxidabil, iar pentru gresare se folosesc lubrifianti speciali.

De notat ca fiind esențiale, sunt câteva cerințe pe care le îndeplinește transmisia armonică dințată. Astfel, arborele principal al robotilor cu 6 axe trebuie să asigure cuplu maxim ridicat în ambi timpi, de accelerare și de frânare, ai ciclului de mișcare. Totodată, același arbore va asigura repetabilitatea, precum și precizia poziționării cerute, pentru a permite robotului executarea precisă a sarcinilor de asamblare sau aplicării ca sudura cu arc electric ori aplicarea de adezivi. Toate aceste cerințe pot fi pe deplin satisfăcute numai prin folosirea transmisiei armonice dințate.

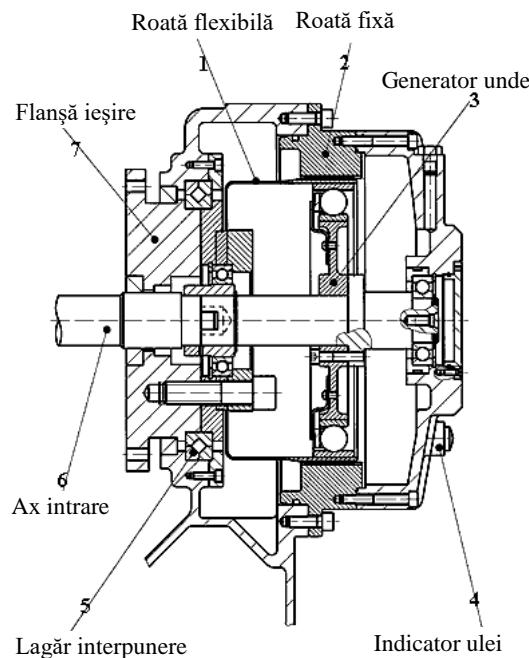


Figura 2. 9 TA cu generator special de unde, care reduce cuplul de accelerare dat de motor

În figura 2.9 se prezintă un modul care cuprinde o transmisie armonică ce dispune de un generator special de unde, care poate reduce cuplul de accelerare dat de motor.

Interesant la acest model de transmisie este și faptul că atât arborele de intrare (6) cât și flanșa de ieșire (7) sunt poziționate pe aceeași parte a roții dințate flexibile (1). Un rulment cu role (5) sprijină flanșa de ieșire (7), prin care trece arborele de intrare, care acționează deformatorul (3), întregul model al roții dințate rigide (2) fiind astfel simplificat pentru integrarea ușoară în carcasa. De asemenea, pe carcasa mai este montat un manometru (4) pentru ulei. [132]

Tot în domeniul roboților industriali și la Universitatea "Eftimie Murgu" din Reșița s-a realizat un robot, cu scop didactic, în componența acestuia regăsindu-se diferite tipuri de transmisii armonice. În figura 2.10 se prezintă construcția transmisiei mecanice a modulului flexie - extensie, care are în componență să angrenajul armonic cu roată dințată flexibilă cilindrică scurtă. [111].

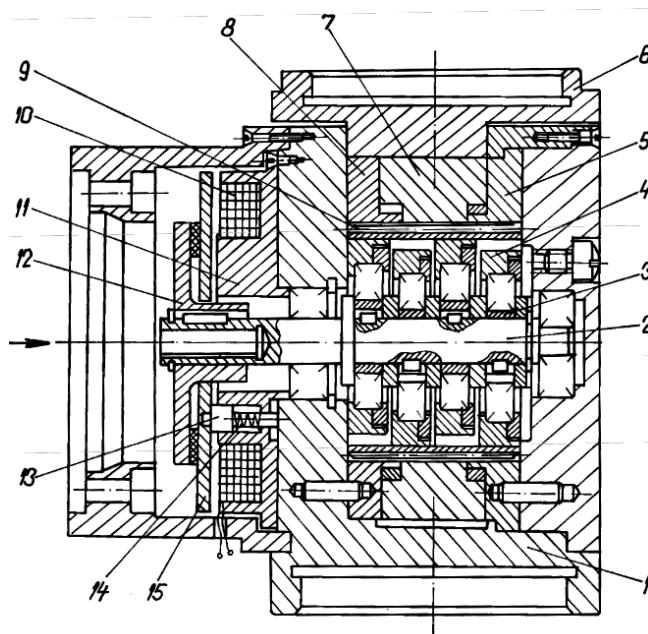


Figura 2. 10 Construcția transmisiei mecanice a modulului flexie - extensie

Coroana dințată mobilă (7) de care este fixat dispozitivul de prehensiune angrenează cu roata dințată flexibilă (9) formând angrenajul armonic, iar perechile coroană dințată fixă (8) - roată dințată flexibilă (9), respectiv coroană dințată fixă (5) - roată dințată flexibilă (9) formează cuplajul armonic. Astfel, mișcarea de la arborele de intrare (2) acționat de motorul de acționare este trimisă, prin generatorul de unde la arborele (2), prin bucă excentrică (3), discul generator de unde (4) și angrenajul armonic, la dispozitivul de prehensiune [111],[112].

De asemenea, în figura 2.11 este prezentată construcția modulului pronație - supinație, realizat în laboratoarele Universității „Eftimie Murgu” din Reșița, în componența căruia se află un angrenaj armonic cu roată dințată flexibilă cilindrică scurtă. [111],[112].

În această soluție constructivă, perechea coroană rigidă fixă (5) și roată dințată flexibilă (6) formează angrenajul armonic, cuplajul armonic este format de perechea roată dințată flexibilă (6) coroană dințată mobilă de care este conectat arborele de ieșire. Pe arborele de ieșire (2) se montează modulul de acționare a dispozitivului de prehensiune.

Motorul de acționare transmite mișcarea de rotație prin intermediul arborelui (13), angrenajului armonic și a cuplajului armonic, la arborele de ieșire (2). Cele două soluții constructive prezintă numeroase avantaje: precizie cinematică ridicată, gabarit redus, construcție compactă, masă redusă și raport de transmitere ridicat pentru o treaptă ( $i = 100$ ).

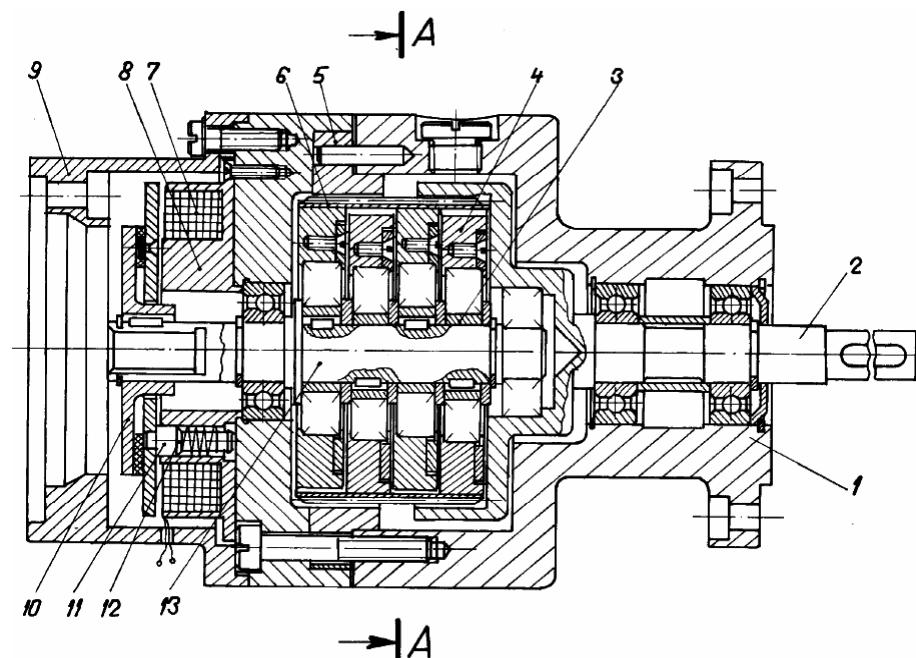


Figura 2. 11 Construcția modulului pronație - supinație

În domeniul mașinilor unelte transmisiile melcate sau planetare, la axe de rotație ale mașinilor unelte de precizie, sunt înlocuite de transmisiile armonice și aceasta în vederea evitării jocului. Transmisiile melcate sau planetare trebuie pretensionate, pentru asigurarea preciziei. Este însă dovedit că efectuarea prin strictă respectare a prevederilor de asamblare și lubrifiere, asigură lipsa creșterii oricărui joc la exploatarea transmisiei armonice, evitându-se ajustări care să eliminate jocul apărut inherent la transmisiile melcate sau planetare.

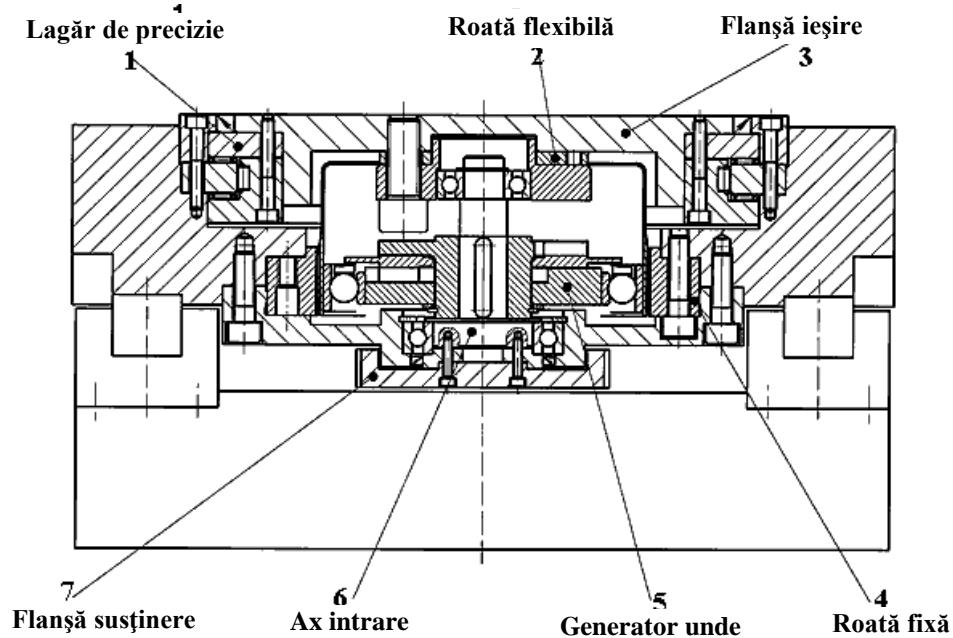


Figura 2. 12 Particularități ale modului de folosire [132]

Aplicația din figura 2.12 prezintă câteva particularități determinate de modul în care va fi folosit utilajul. Astfel, roata flexibilă (2), care este componentă a transmisiei, acționează ca element de ieșire, flanșă de ieșire (3) fiind susținută de un rulment de precizie (1). De reținut este că roata rigidă (4) folosită ca element fix se află în carcasa mașinii, iar generatorul de unde (5), care este cuplat la elementul de intrare (6) și este acționat de o curea dințată (7). Motorul care este montat paralel cu mecanismul permite menținerea la minim a grosimii mesei. Cum în acest caz forțele de tăiere sau aşchiere nu sunt foarte mari, nu este necesară prinderea flanșei de ieșire de mecanism. În situația în care se așteptă dezvoltarea unor forțe foarte mari de tăiere-așchiere, în mod obligatoriu va fi utilizat un mecanism de cuplare pentru a bloca flanșa de ieșire.

În figura 2.13 se prezintă schema unui motoreductor armonic cu deformator cu discuri.

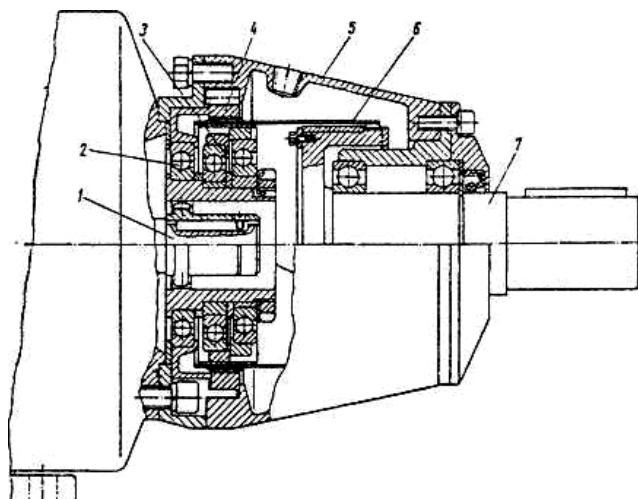


Figura 2. 13 Schema unui motoreductor armonic cu deformator cu discuri. [111]

Pe arborele de intrare (1) sunt montate, prin intermediul a câte doi rulmenți, discurile (2) ale deformatorului. Rulmenții sunt folosiți în vederea eliminării eventualelor înclinări ale discurilor. Excentricitățile celor două discuri se pot realiza direct pe arbore cu ajutorul unor bucșe intermedie excentrice (3 și 4). Canalele de pană sunt decalate la  $180^\circ$  și se realizează pentru poziționarea excentricităților. Trebuie ținut cont de faptul că dinamica transmisiei este influențată și de precizia execuției și montajului discurilor. Protejarea roții elastice împotriva uzării, ca și în cazul deformatoarelor cu role, se realizează prin montarea unui inel suplimentar pe interiorul roții elastice, care duce la creșterea rigidității sistemului. Inelul suplimentar este prevăzut frontal cu un guler, în vederea împiedicării deplasării axiale, acesta pătrunde într-o degajare inelară a roții elastice. Funcție de valoarea deformației elastice a roții, se calculează mărimea gulerului, aceasta fiind de câteva zecimi de milimetru. Soluția constructivă poate duce la concentrarea tensiunilor în această zonă și nu este atât de sigură. Materialul inelului este de același calitate ca și în cazul deformatoarele cu role [111],[112].

În domeniul echipamentelor de testare și măsurare vor fi prezentate două aplicații în care transmisia armonică ocupă un rol important. În general este cunoscut faptul că mecanismele cu transmisie armonică sunt utilizate frecvent în aplicații cu poziționare precisă. În acest caz, mecanismul este antrenat manual, el constituind o parte componentă a focalizatorului unui microscop de investigații medicale sau biologice, figura 2.14. [132]

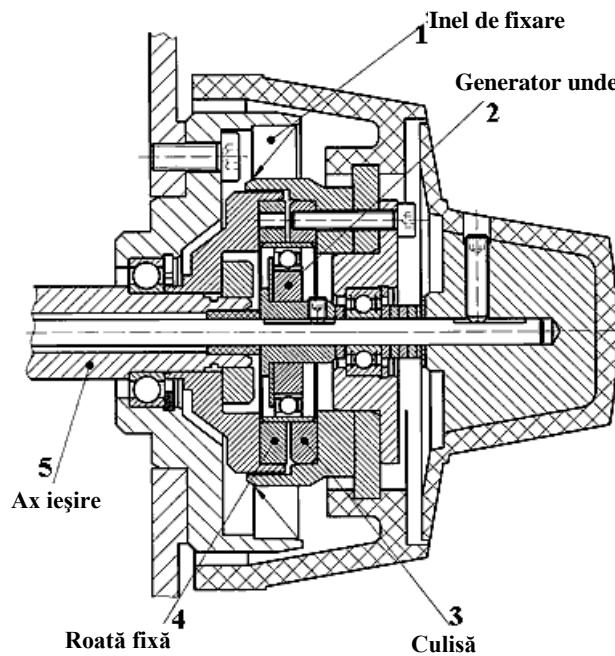


Figura 2. 14 TA ca parte componentă a focalizatorului unui microscop de investigații medicale

În butonul rotativ de focalizare sunt integrate componentele respective, întrucât designul coaxial se prezintă ca unul simplu și compact. Esențiale pentru o înaltă rezoluție sunt atât

acuratețea mare a mecanismului, cât și mișcarea liberă a consolei pentru așezarea lamelei de probă. Transmisia armonică este realizată din generatorul de unde (2), roata rigidă (4), culisa (3) și roata flexibilă. Între roata flexibilă și roata rigidă (4) se realizează un cuplaj armonic deoarece numărul dinților este același. Focalizarea brută se face prin culisa (3), fixată la exteriorul tecii butonului, neexistând astfel mișcări relative între părțile componente ale mecanismului pentru că roțile rigide, cea flexibilă și generatorul de undă fac corp comun și se rotesc împreună. Astfel, întregul mecanism acționează ca o cuplă danturată, transmitând mișcarea butonului direct asupra suportului.

La partea interioară a butonului se află conectat generatorul de undă, același buton fiind folosit și la focalizarea fină. Ca atare, întregul mecanism acționează ca un reductor având roata rigidă (4) în poziție fixă, fixarea realizându-se cu ajutorul inelului (1), care acționează și ca o frână de frecare. Culisa (3) acționează ca un element de ieșire și antrenează axul de ieșire (5) conectat la suport printr-o cremalieră și o roată dințată.

În figura 2.15 se prezintă un mecanism în care transmisia este utilizată pentru ajustarea fazei la o mașină de printare cu poziție inițială (offset). În acest caz, ajustarea fazei se poate face atunci când mașina funcționează în gol sau în sarcină. Avantajul este semnificativ față de alte metode ale ajustării fazei, deoarece aceleia pot fi folosite numai când mașina rulează. Un alt avantaj al acestei variante îl constituie capacitatea de ajustare bidirectională a fazei, ajungând până la  $360^{\circ}$ . [132]

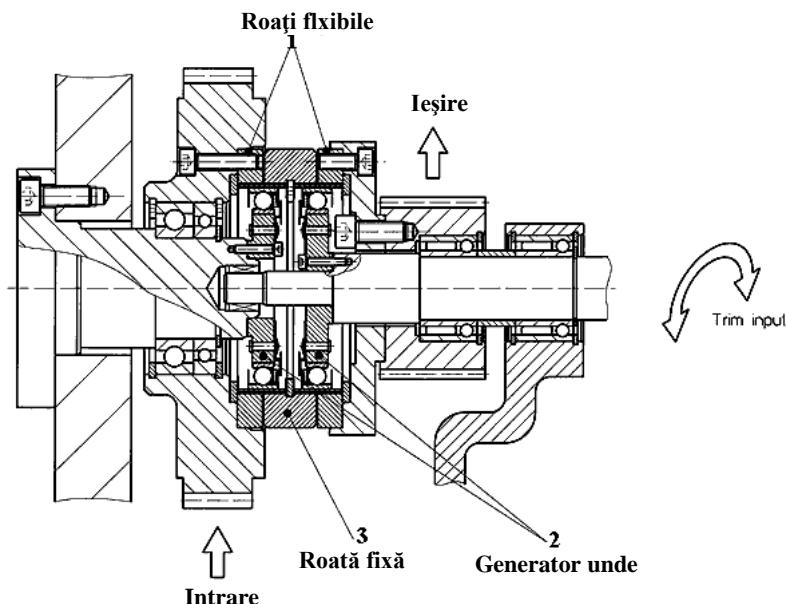


Figura 2. 15 Mecanism de ajustare a fazei la o mașină de printare cu poziție inițială

O roată dințată cu dinți drepti, transmite puterea de la axul principal către dispozitivul de ajustare. Pentru aceasta au fost combinate într-un mecanism antagonist două transmisii armonice, **ing. Ionuț - Viorel BIZĂU**

în care cele două unități folosesc o roată rigidă (3) comună. Roata rigidă (3) are numărul dinților egal cu cel al celor două roți flexibile, rezultând un cuplaj armonic.

Mai trebuie remarcat că, în timp ce un generator de undă (2) al unui angrenaj este fixat, celălalt este folosit ca ajustor de intrare. Aceasta determină aceeași viteză pentru ambele roți rigide, ale celor două angrenaje. Prin acesta se realizează egalitatea vitezelor primare de intrare și ieșire. Astfel, se poate realiza controlul precis al fazei, în ambele direcții de rotație, prin intermediul ajustorului de intrare. Soluția de față permite și utilizarea unei puteri mari, precum și a aranjamentului coaxial al intrării și ieșirii.

### **2.3 Clasificare și tipuri constructive ale generatorului de unde**

Varietatea tipurilor constructive ale transmisiilor armonice s-a datorat cercetării și realizării de noi tipuri constructive ale generatoarelor de unde. Acestea se clasifică după trei mari categorii, și anume: în funcție de tipul deformației produse, după natura frecării în cupla cinematică, generator de undă - roată flexibilă și în funcție de natura acționării generatorului de unde.

După tipul deformației se împart: în generatoare cu deformație continuă a elementului flexibil și generatoare cu deformație pulsatorie.

După natura frecării în: cupla cinematică, generator de undă - roată flexibilă, generatoarele se împart în generatoare de unde cu frecare de rostogolire, cu frecare de alunecare, cu frecare mixtă (alunecare și rostogolire) și fără frecare.

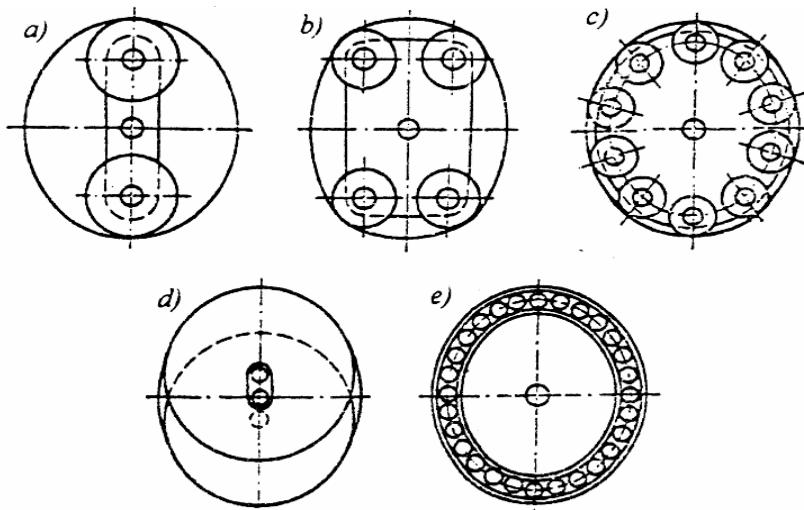
Clasificarea deformatoarelor de undă după natura acționării generatorului de unde:

- generator cu acționare mecanică;
- generator cu acționare hidromecanică;
- generator cu acționare pneumomecanică;
- generator cu acționare electromagnetică.

*Autorul propune un generator - activ cu auto - acționare termică conținând elemente din AMF.*

Cele mai utilizate generatoare de unde sunt cele cu acționare mecanică. Aceste generatoare pot fi cu camă, role sau discuri.

Tipurile de deformatoare cu deformare mecanică sunt prezentate în figura următoare (figura 2.16) [84],[111],[112]:



**Figura 2. 16 Tipuri de deformatoare cu deformare mecanică**

Sub aspect practic, deformația necesară este realizată de un deformator cu două role (figura 2.16, a), care asigură roții elastice două unde de deformație. Deformatorul cu patru role (figura 2.16, b) asigură tot două unde de deformație, însă fiecare undă este realizată cu ajutorul a două role. Prin deformatorul cu role multiple (figura 2.16, c) se asigură deformația roții elastice necesară pe întreaga periferie a acesteia, în această situație forțele de deformație, în diverse puncte ale roții elastice, sunt diferite.

Figura 2.16, d înfățișează deformatorul cu discuri. Acesta asigură două unde de deformație roții elastice. Spre deosebire de deformatoarele cu role, în cazul deformatoarelor cu discuri, deformația roții elastice se realizată sub formă de arc de cerc, aceasta datorită celor două unghiuri centrale de cuprindere cu valoare mare a celor două discuri, arcele de cerc având centrele pe axa de rotație a fiecaruia dintre acestea. Figura 2.16, e prezintă deformatorul schematizat sub forma unei came, pe exteriorul căreia este montat un rulment elastic, purtând denumirea de deformator tip camă.

Privind caracterul deformației realizate în funcție de tip, vom deosebi că: deformatoarele de tip camă și, de asemenea, cele cu role multiple sunt deformatoare cu deformație impusă. Deformatoarele cu deformație impusă sunt capabile să realizeze și aplicarea sarcinii, cu un anumit grad de precizie, aceeași formă și mărime a deformației.

Celelalte tipuri de deformatoare sunt deformatoare cu deformație liberă, întrucât la aplicarea sarcinii, deformația inițială nu se menține constantă în timpul funcționării.

Se pot întâlni și construcții de transmisii armonice cu deformatoare planetare (figura 2.17, a și b), unde pentru deformarea elementului elastic se folosesc corpurile de rostogolire care rulează pe o rolă centrală.

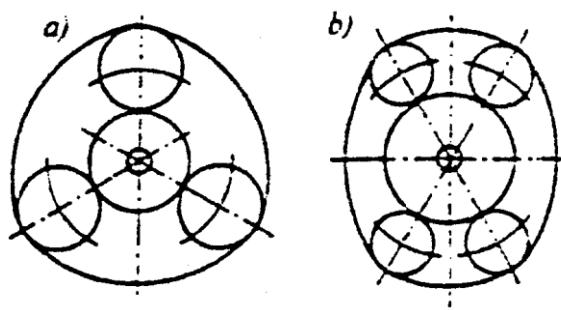


Figura 2. 17 TA cu deformatoare planetare

În acest sens se pot obține deformatoare cu trei (figura 2.17, a) sau două unde de deformație (figura 2.17, b). Deoarece deformația produsă de aceste deformatoare nu se menține și la aplicarea sarcinii, ele se încadrează în clasa deformatoarelor cu deformație liberă a elementului elastic.

În cazul deformatoarelor cu deformație liberă, la aplicarea sarcinii, față de profilul deformației inițiale, în fața rolelor, se produc modificări ale profilului deformației (figura 2.18 a și b), ceea ce influențează în sens negativ rezistența roții elastice. Ca atare, pentru determinarea formei reale (ideale) a deformatei elementului elastic trebuie luați în calcul mai mulți factori:

- mărimea variației în timp a momentului de torsiune rezistent;
- frecvenței de rotație a deformatorului;
- diametrului rolelor;
- lățimea roții elastice;
- modul de montaj al deformatorului;
- grosimea peretelui roții elastice;
- jocurilor în angrenare.

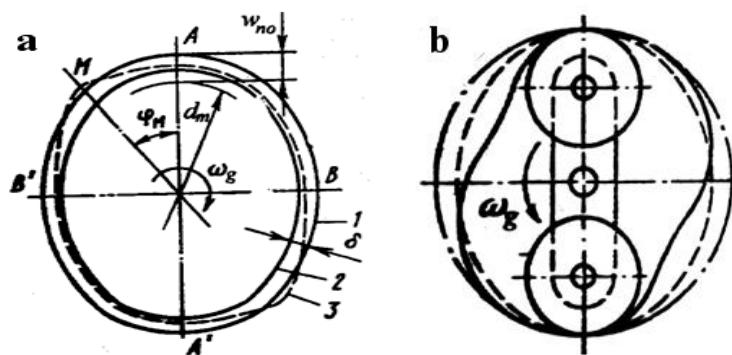


Figura 2. 18 Deformatoare cu deformație liberă

**Deformatorul de tip camă** reprezentat în figura 2.19 este realizat din cama 2 pe care este montat rulmentul elastic 1.

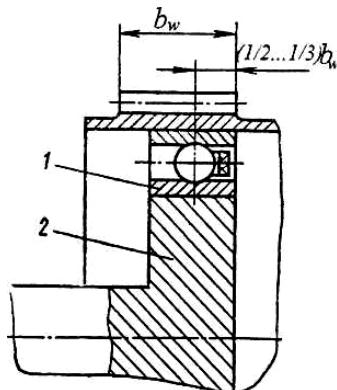


Figura 2. 19 Deformatorul de tip camă

Deformatorul de acest tip este utilizat cel mai des datorită, în mare parte, menținerii constante a deformării roții elastice în tot timpul funcționării sub sarcină. Pentru o repartiție cât mai uniformă a sarcinii pe lungimea dintelui, este necesară montarea rulmentului în apropierea secțiunii frontale din dreapta a roții elastice. Pentru realizarea profilului camei se ține seama de profilul deformat al roții dințate elastice, profilul camei fiind o curbă echidistantă față de profilul deformat al roții elastice.

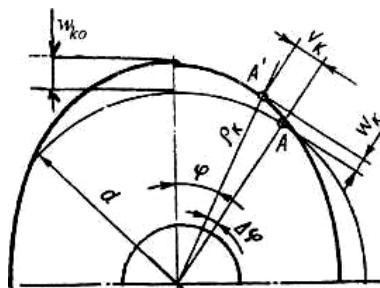


Figura 2. 20 Creșterea razei de curbură a camei față de diametrul interior nedeformat al rulmentului elastic

În figura 2.20 notând cu  $w_{ko} = w_{no}$  creșterea razei de curbură a camei față de diametrul interior nedeformat al rulmentului elastic în dreptul axei mari a deformatorului și cu  $w_k$  creșterea curentă a razei la un unghi  $\varphi$  oarecare, se va obține raza curentă a camei:

$$\rho_k = 0,5 \cdot d + w_k \quad (2.6)$$

Alegerea profilului camei trebuie făcută în aşa fel încât acesta să corespundă cerințelor realizării unei angrenări corecte, însă modul de realizare să fie simplu din punct de vedere tehnologic. Pentru producția de masă este posibilă realizarea unor utilaje specializate, care să

execute orice profil de camă necesar, dar pentru serii mici și mijlocii nu este rațională folosirea unor astfel de utilaje. În practică pentru serii mici se alege un profil de camă care să poată fi realizat cu utilaje universale. Drept urmare, forma de epitrohoidă sau o curbă egal distanțată de aceasta, poate fi executată cel mai simplu pe o mașină de danturat, cu ajutorul unui cuțit roată. În figura 2.21 este evidențiat modul de realizare a unei asemenea came.

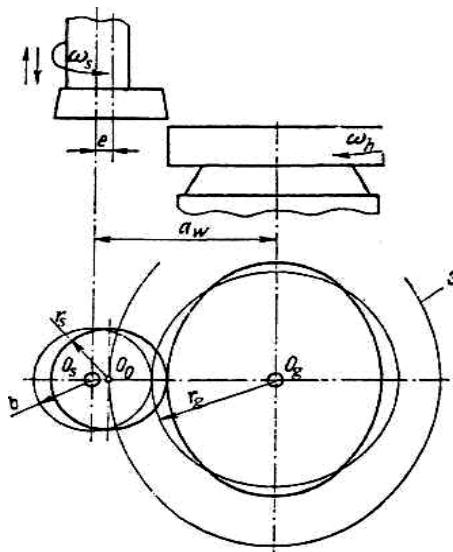


Figura 2. 21 Modul de realizare a unei came

Se montează cuțitul roată cu excentricitatea  $e$  față de axa de rotație și înfășoară profilul camei, care se rotește în jurul propriei axe cu viteza unghiulară  $\omega_s$ . Între viteza unghiulară a sculei și cea a camei de prelucrat se asigură un raport de transmitere  $i$  egal cu numărul de unde  $N$ ,  $i = \omega_s / \omega_h = N$ . Excentricitatea este egală cu deformarea radială a roții elastice  $w_{ko}$ , astfel încât  $e = w_{ko}$ . Prelucrarea se realizează la o distanță constantă între axe  $a_w$ . Profilul camei va fi dat de ecuațiile scrise sub formă parametrică [84]:

$$x_g = \left( r_s \cdot \frac{b - e \cdot \cos \varphi}{\sqrt{b^2 + e^2 - 2 \cdot b \cdot e \cdot \cos \varphi}} + e \cdot \cos \varphi - a_w \right) \cdot \cos \varphi_g - \left( r_s \cdot \frac{e \cdot \sin \varphi}{\sqrt{b^2 + e^2 - 2 \cdot b \cdot e \cdot \cos \varphi}} + e \cdot \sin \varphi \right) \cdot \sin \varphi_g \quad (2.7)$$

$$y_g = - \left( r_s \cdot \frac{b - e \cdot \cos \varphi}{\sqrt{b^2 + e^2 - 2 \cdot b \cdot e \cdot \cos \varphi}} + e \cdot \cos \varphi - a_w \right) \cdot \sin \varphi_g + \left( -r_s \cdot \frac{e \cdot \sin \varphi}{\sqrt{b^2 + e^2 - 2 \cdot b \cdot e \cdot \cos \varphi}} + e \cdot \sin \varphi \right) \cdot \cos \varphi_g \quad (2.8)$$

Este constatat faptul că deformatoarele tip camă asigură cea mai stabilă formă a roții elastice, iar modificarea formei inițiale a elementului elastic apare numai datorită creșterii jocurilor în rulmentul elastic, cât și datorită deformărilor în zonele de contact ale bilelor cu căile de rulare sau datorită alungirii pereților roții elastice.

**Deformator cu patru role** (figura 2.22) are o construcție asemănătoare celui cu două role. Pentru asigurarea corectei angrenări sub sarcină, elementul flexibil nu trebuie să își modifice forma odată cu sarcina. Ca acest lucru să nu se întâmple se mărește rigiditatea elementului flexibil prin introducerea inelului suplimentar 2 în interiorul roții elastice. Soluția constructivă mai sus amintită protejează interiorul roții elastice împotriva uzării.

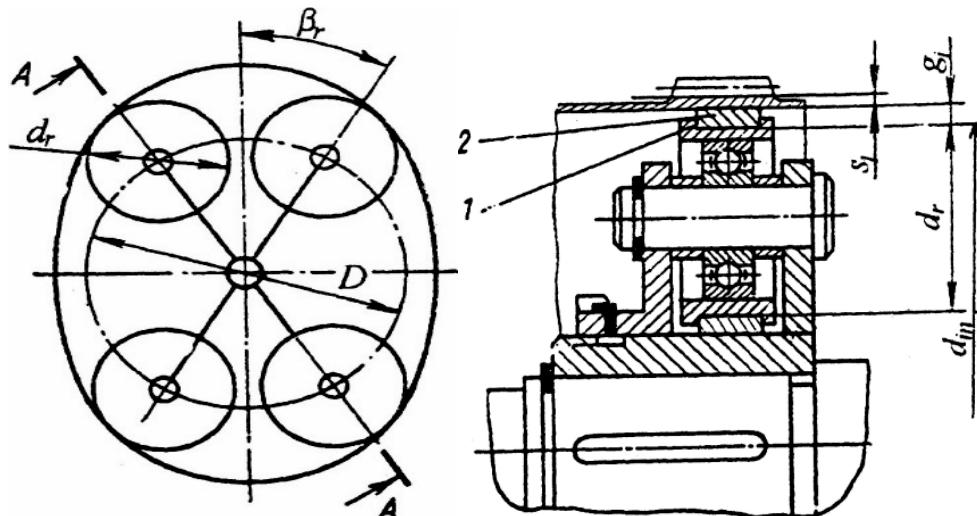


Figura 2. 22 Deformator cu patru role

Pentru inelul suplimentar pot fi folosite oțeluri de cementare cu crom, cu duritate HRC 35 - 58. Pentru role pot fi folosiți rulmenți, pe exteriorul cărora sunt montate presat inelele 1. Cele două părți frontale cu diametre mari în care pătrunde inelul suplimentar 2, împiedică deplasarea axială a acestuia.

Ca dimensiuni constructive recomandate, vom găsi: grosimea inelului  $g_i = 1,5 \cdot s_1$  și unghiul rolelor  $\beta_r = 30^\circ$ , ceea ce corespunde unui unghi de presiune  $\beta$  pe cilindrul interior al roții elastice de  $35^\circ$ , creșterea valorii acestuia conduce la neuniformități în deformarea roții elastice. Diametrul de montaj al centrului rolelor este  $D = d_{in} + 2w - d_r$ , unde  $d_{in}$  este diametrul interior al inelului suplimentar,  $w$ - mărimea deplasării radiale a roții deformate în punctul de contact cu rola,  $d_r < 0,33 \cdot d_{in}$  [84].

În general unghiul  $\beta$  se alege astfel ca tensiunile din roata elastică să fie cât mai mici, valoarea recomandată fiind cuprinsă între valorile  $25$  și  $35^\circ$ , acestea alegându-se în funcție de raportul de transmitere, după cum urmează:

$$\begin{aligned} i &= 60 \dots 100 \quad | \quad 100 \dots 130 \quad | \quad >130 \\ \beta^\circ &= \quad 25 \quad | \quad 30 \quad | \quad 35 \end{aligned}$$

Valorile deformațiilor care apar în cazul deformatoarelor cu patru role se determină cu relațiile [84]:

- pentru arcul  $0 \leq \varphi \leq \beta$ :

$$w = \frac{w_0}{B - \frac{4}{\pi}} \cdot \left( B \cdot \cos \varphi + \varphi \cdot \sin \varphi \cdot \sin \beta - \frac{4}{\pi} \right) \quad (2.9)$$

$$v = -\frac{w_0}{B - \frac{4}{\pi}} \cdot \left( B \cdot \cos \varphi + \sin \beta \cdot (\sin \varphi - \varphi \cdot \cos \varphi) - \frac{4}{\pi} \cdot \varphi \right) \quad (2.10)$$

$$\theta = -\frac{2 \cdot w_0}{d_m \cdot \left( B - \frac{4}{\pi} \right)} \cdot \left( 2 \cdot \sin \varphi \cdot \sin \beta - \frac{4}{\pi} \cdot \varphi \right) \quad (2.11)$$

- pentru arcul  $\beta \leq \varphi \leq \pi / 2$ :

$$w = \frac{w_0}{B - \frac{4}{\pi}} \cdot \left( C \cdot \sin \varphi + \left( \frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cdot \cos \varphi \cdot \cos \beta - \frac{4}{\pi} \right) \quad (2.12)$$

$$v = -\frac{w_0}{B - \frac{4}{\pi}} \cdot \left( -C \cdot \cos \varphi + \frac{\pi}{2} \cdot \sin \varphi \cdot \cos \beta - \cos \beta \cdot (\cos \varphi + \varphi \cdot \sin \varphi) - \frac{4}{\pi} \varphi + 2 \right) \quad (2.13)$$

$$\theta = -\frac{2 \cdot w_0}{d_m \cdot \left( B - \frac{4}{\pi} \right)} \cdot \left( 2 \cdot \cos \varphi \cdot \cos \beta + \frac{4}{\pi} \varphi - 2 \right) \quad (2.14)$$

în relații, coeficientul  $B$  se determină cu relația:  $B = \sin \beta + \left( \frac{\pi}{2} - \beta \right) \cdot \cos \beta$  și coeficientul  $C$  cu

relația  $C = \beta \cdot \sin \beta + \cos \beta$ .

Prin particularizarea deformatorului cu patru role se poate obține deformațiile realizate de **deformatorul cu două role**, particularizarea se referă la valoarea unghiului  $\beta=0$ . Ecuația curbei de deformație sau legea de deformație a roții elastice, pentru un asemenea generator, se poate studia cu ajutorul legii de deformare a unui inel elastic prin acțiunea a două forțe radiale concentrate care au același suport, sens opus și acționează din interior către exterior [5]:

$$r(\varphi) = r_0 + \frac{w_0 \cdot 2 \cdot \pi}{\pi^2 - 8} \cdot \left( \left( \frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cdot \cos \varphi + \sin \varphi - \frac{4}{\pi} \right) \quad (2.15)$$

unde:  $\varphi$  - este unghiul polar măsurat între axa care trece prin centrul rolei deformatoare și  $r$  - raza vectoare de poziție a punctului respectiv.

În situația transmisiei armonice cu **deformator cu două discuri**, elementul flexibil se înfășoară pe fiecare disc cu unghiul  $2\gamma$  (figura 2.23); raza de calcul a discurilor  $R$  alegându-se mai mare decât raza de curbură a roții elastice deformată. Raza efectivă a discurilor  $R_d$  și excentricitatea  $e$  se aleg încât unghiul  $\gamma$  să fie cuprins în limitele  $20^\circ \dots 40^\circ$  la o mărime dată a deformației radiale  $w_0$  [84].

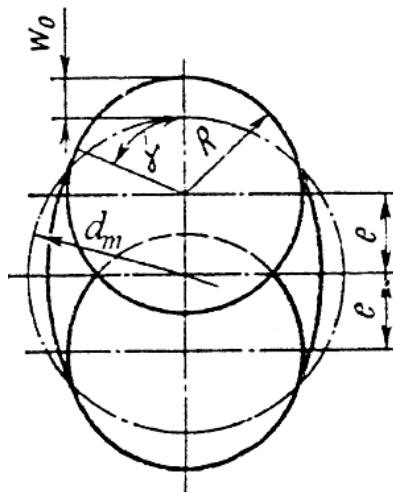


Figura 2. 23 Deformator cu două discuri

Deformatoarelor cu două discuri prezintă dezavantajul că deformarea roții elastice este neuniformă în cele două zone de contact. Eliminarea acestui neajuns se face adoptând grosimea discurilor de obicei  $b \approx 0,1 \cdot R$ .

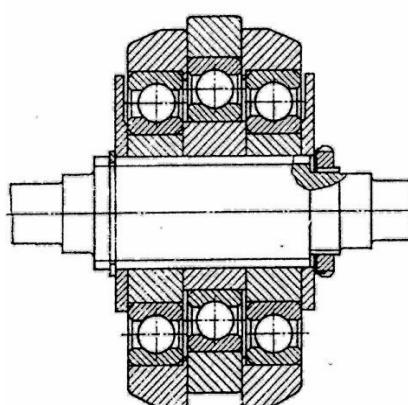


Figura 2. 24 Soluția deformatorului cu discuri simetrice

Soluția deformatorului cu discuri din figura 2.24, este o construcție simetrică care elimină sau micșorează neuniformitatea deformațiilor în direcție axială precum și posibilitatea înclinării discurilor [111].

Deformatorul cu discuri are un moment de inerție mult mai mic decât al deformatorului tip camă, fapt ce poate deveni un element hotărâtor în acele transmisii care necesită poziționări de precizie ridicată.

Calculul elementelor geometrice ale deformatorului este prezentat schematic în figura 2.25, unde  $d_m/2$  este raza suprafeței mediane a obadei roții elastice,  $R$  - raza de calcul a discului,  $e$  - excentricitatea axei discului față de axa generatorului și  $\gamma$  - unghiul de cuprindere [84].

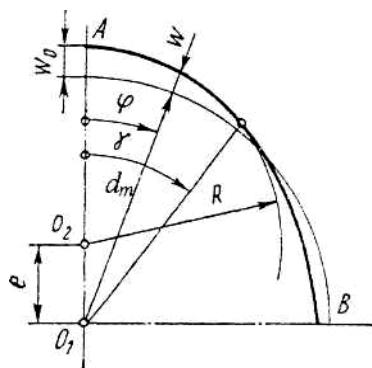


Figura 2. 25 Schematizarea calculului elementelor geometrice ale deformatorului

Raza efectivă  $R_d$  va fi determinată cu relația:

$$R_d = R - g_i - \frac{s_l}{2} \quad (2.16)$$

unde:  $g_i$  - este grosimea inelului, iar  $s_l$  - este grosimea obadei roții elastice.

Excentricitatea determinându-se cu relația:

$$e = \frac{d_m}{2} + w_0 - R \quad (2.17)$$

Raza de calcul  $R$ , se obține din relația:

$$\frac{w_0 \cdot D}{E - D} = \frac{d_m^2}{4} \cdot \left( \frac{1}{R} - \frac{2}{d_m} \right) \quad (2.18)$$

unde:

$$D = \frac{4}{\pi} \cdot \left( \cos \gamma - \left( \frac{\pi}{2} - \gamma \right) \cdot \sin \gamma \right) \quad (2.19)$$

$$E = \frac{\pi}{2} - \gamma - \cos \gamma \cdot \sin \gamma \quad (2.20)$$

De obicei în proiectare sunt cunoscute  $w_0$  și  $d_m$  dintre cei patru parametrii ( $\gamma$ ,  $w_0$ ,  $d_m$  și  $R$ ), iar din cele două necunoscute se impune, în general, unghiul de cuprindere  $\gamma$  pe considerente de rezistență a roții elastice și de calitate a angrenării. Valori minime ale tensiunilor de încovoiere în roata elastică se obțin la unghiuri  $\gamma = 20^\circ - 40^\circ$  sau la rapoarte  $e / w_0 = 3,8 - 3,2$ . Aceste valori sunt recomandate în calculele practice.

Deplasările pe cele trei direcții sunt descrise după cum urmează:

- pentru arcul  $0 \leq \varphi \leq \gamma$ :

$$w = \frac{w_0}{E - D} \cdot (E \cdot \cos \varphi - D) \quad (2.21)$$

$$v = -\frac{w_0}{E - D} \cdot (E \cdot \sin \varphi - D \cdot \varphi) \quad (2.22)$$

$$\theta = -\frac{2 \cdot w_0}{d_m \cdot (E - D)} \cdot D \cdot \varphi \quad (2.23)$$

- pentru arcul  $\gamma \leq \varphi \leq \pi / 2$ :

$$w = \frac{w_0}{E - D} \cdot \left( (1 + \sin^2 \gamma) \cdot \sin \gamma + \left( \frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cdot \cos \varphi - 2 \cdot \sin \gamma - D \right) \quad (2.24)$$

$$v = -\frac{w_0}{E - D} \cdot \left( -(2 + \sin^2 \gamma) \cdot \cos \varphi + \left( \frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cdot \sin \varphi - (2 \cdot \sin \gamma + D) \cdot \varphi + 2 \cdot (\cos \gamma + \gamma \cdot \sin \gamma) \right) \quad (2.25)$$

$$\theta = \frac{2 \cdot w_0}{d_m \cdot (E - D)} \cdot (2 \cdot \cos \varphi + (2 \cdot \sin \gamma + D) \cdot \varphi - 2 \cdot (\cos \gamma + \gamma \cdot \sin \gamma)) \quad (2.26)$$

**Generatorul cu acționare hidromecanică** deformază roata dințată flexibilă sub acțiunea presiunii fluidului (figura 2.26, a) sau prin intermediul pistonașelor (2) (figura 2.26, b) acționate de agentul fluid aflat sub presiune, ca urmare a rotirii distributiorului (1). Distributorul are o construcție, care permite, pe o direcție, trecerea fluidului sub presiune spre elementul flexibil, respectiv spre pistonașe, iar pe direcția perpendiculară permite golirea fluidului. Aceste generatoare prezintă avantajul că momentul de inerție este mic, dar au randamente mai scăzute datorită continuului puterii, atât pentru acționarea arborelui de intrare, cât și pentru realizarea presiunii de lucru a fluidului [48],[49],[84].

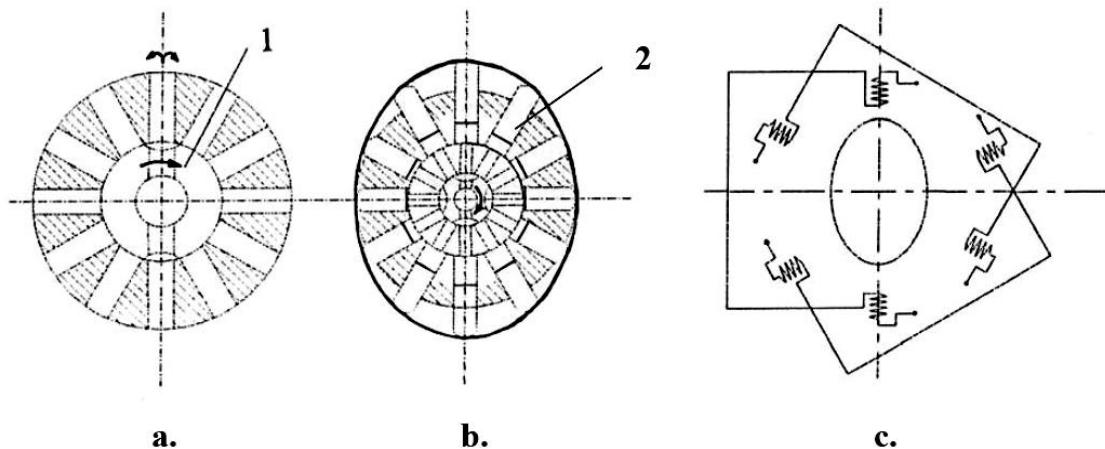


Figura 2. 26 Generatorul cu acționare hidromecanică

**Generatoarele cu acționare pneumomecanică** au același principiu de funcționare ca și cele hidromecanice, cu deosebirea că, pentru realizarea deformației roții dințate flexibile este utilizat aerul comprimat. Deformarea roții flexibile se poate realiza și cu ajutorul unor electromagnete dispuși radial pe conturul roții și fixați de batu (figura 2.26, c). Electromagneții sunt legați în aşa fel încât să funcționeze simultan, doi cate doi, situați pe același diametru. Prin comutarea în curent a celor doi electromagnete roata dințată flexibilă va fi atrasă către miezurile electromagneților, iar prin conectarea succesivă a bobinelor se produce propagarea deformației pe periferia roții. Generatorul electromagnetic prezintă o construcție compactă, produce deformații mici ale roții dințate flexibile și se utilizează la puteri mici [111].

Un rol determinant, în funcționarea corectă a transmisiilor armonice, îl au generatoarele de undă, prin modul în care acestea reușesc să genereze, cât mai corect, deformația roții flexibile.

Tipul deformatorului determină domeniul optim de utilizare al acestuia, prin forma deformație în zona de lucru. Astfel, deformatorul cu două role se pretează pentru transmisii cu două unde, deformator cu trei role se folosește în transmisii cu trei unde și deformator cu patru role pentru transmisii cu două unde. Aceste tipuri de deformatoare se folosesc la transmisii de

importanță scăzută, cu precizie redusă, slab încărcate și cu oscilații reduse ale sarcinii.

**Deformator tip camă cu rulment elastic** este cel mai des întâlnit deformator datorită avantajelor pe care le are, fiind utilizat la transmisii greu încărcate cu funcționare îndelungată la sarcini constante și variabile, rotația putând fi în ambele direcții. Realizarea în producție de masă cu utilaje specializate pentru prelucrarea profilului camei sau realizate individual cu cama confectionată după şablon este recomandată în producerea acestora. Acest deformator se folosește la transmisii de precizie ridicată, dar în care nu este necesară o inerție mică.

**Deformator cu discuri** sunt utilizate de precădere la reductoare și multiplicatoare greu încărcate cu inerție mică, de serie mică sau individuală. Se necesită asigurarea capacitatei portante a lagărelor discurilor.

**Deformator cu role multiple** realizează orice formă de deformare. Sunt utilizate în transmisii armonice foarte greu încărcate unde folosirea deformatoarelor tip camă sau cu discuri este imposibilă.

**Deformatoare planetare** sunt utilizate la transmisii de importanță redusă, cu funcționare intermitentă, slab încărcate, în condiții cu variații mici de sarcină.

**Deformator electromagnetic**, transmisia armonică, în care este înglobat un asemenea deformator, este de fapt un motor electric de turăție foarte redusă și cu inerție mică. Deformația se realizează sub acțiunea unui câmp magnetic învărtitor, acesta fiind produs de înfășurări electrice.

**Deformatorul hidraulic** realizează deformare cu ajutorul unor pistoane radiale pe care apasă uleiul sub presiune dirijat de către un distribuitor rotitor. Transmisia în care este înglobat un asemenea generator este un motor hidraulic de turăție foarte mică și se caracterizează prin gabarite mici și randamente ridicate.

## 2.4 Concluzii și contribuții personale

### Concluzii

În acest capitol sunt evidențiate modul de funcționare și clasificarea TA, punându-se accentul pe aspectele de detaliu care definesc fiecare model de TA în parte. Abordările schematice sub diferite forme sunt analizate calitativ, subliniindu-se analitic și fenomenologic particularitățile relevante care trebuie considerate în diferite etape de calcul.

Analiza comparativă realizată între transmisiile armonice și cele planetare pune în evidență particularitățile și similitudinile celor două tipuri de transmisii, analogia dintre acestea fiind pe deplin relevantă la calculul cinematic al transmisiei armonice unde raportul de transmitere suportă același mod de calcul ca și în cazul transmisiei planetare.

Prin aprofundarea în extenso a câtorva tipuri diferite de transmisii armonice considerate sub aspectul implementării acestora, au fost dobândite cunoștințe importante sub aspect constructiv și funcțional, care s-au dovedit folositoare în abordarea noii tipologii de TA propuse.

Transmisiile armonice au fost clasificate într-un mod obiectiv, structurarea logică și diferențiată permîțând autorului o apreciere clară asupra modelului novativ pe care transmisia armonica cu deformator - activ îl aduce, prin dublul său rol de producere și transmitere a mișcării.

Astfel, se poate aprecia că transmisia armonică cu tipologia propusă ca fiind diferită structural și conceptual, chiar dacă se pot face unele analogii parțiale cu cele existente, acest model va avea pe viitor un loc distinct și, cu ajutorul cercetărilor care vor urma, bine definit în această latură nouă a mecanismelor de transmitere și, în cazul acesta, producere a mișcării.

### **Contribuții personale**

Contribuțurile autorului în acest capitol constau în considerarea diferitelor tipuri de analogii care pot fi făcute între modelele diferite de transmisii armonice sau de altă natură.

Totodată, au fost sintetizate și analizate câteva modele noi de mecanisme, precum și modalitățile diverse de implementare ale acestora.

Prinț-o clasificare a tipurilor constructive de deformatoare, a fost evidențiat caracterul structural clar distinct și novativ al deformatorului - activ propus spre analiză în această lucrare.

## **Capitolul III. Analiza structurală a transmisiei armonice dințate cu generator din AMF**

Pentru analiza structurală a transmisiilor armonice este necesară reprezentarea lor simplificată, prin scheme structurale care să indice numărul elementelor, modul cum acestea sunt legate prin couple cinematice, numărul și clasa couplelor cinematice în vederea stabilirii gradelor de mobilitate și a desmodromiei ținând seama de forma constructivă a zonelor de contact și de poziția lor relativă, atunci când se are în vedere și încărcarea mecanismului [5]. Pentru calculul gradului de mobilitate al unui mecanism se utilizează două metode. Prima, cea mai simplă și des utilizată metodă, se referă mecanisme simple din punct de vedere structural. Cea de a doua metodă, mai complicată, se folosește în cazul mecanismelor complexe din punct de vedere structural, atunci când în structura acestora apar elemente și couple cinematice pasive și elemente și couple cinematice cu mișcări independente (de prisos).

### **3.1 Determinarea gradului de mobilitate al transmisiei armonice cu generator din AMF.** **Analiza desmodromiei**

În [5],[111],[112] se precizează faptul că pentru determinarea gradelor de libertate de prisos a mecanismului este necesar a se analiza fiecare lanț cinematic component, de asemenea se arată că într-un lanț cinematic independent este necesar să existe câte o mișcare de rotație în jurul fiecărei axe, necesară pentru închiderea mișcării lanțului, deci  $\theta_x \geq 1; \theta_y \geq 1; \theta_z \geq 1$ . Dacă una dintre mișările de rotație este absentă, atunci în lanțul respectiv este introdus un grad de libertate a legăturilor pasive. Această condiție nu se impune și pentru mișările de translație după cele trei axe, deoarece efectul produs de absența uneia, poate fi înlocuit de efectul unei rotații perpendiculare pe direcția de translație. Numărul de lanțuri cinematice independente  $k$  se calculează cu relația:

$$k = c - (n - 1) \quad (3.1)$$

unde:  $c$  - este numărul couplelor cinematice;

$n$  - numărul elementelor mecanismelor.

Pentru determinarea gradului de mobilitate se folosesc următoarele formule:

- pentru cazul când în componența mecanismului nu se regăsesc elemente și couple cinematice pasive și elemente și couple cinematice cu mișcări independente (de prisos), formula este următoarea:

$$M = 6 \cdot (n - 1) - \sum_{i=1}^5 i \cdot c_i \quad (3.2)$$

- pentru cazul când în componența mecanismului se regăsesc elemente și couple cinematice pasive, elemente și couple cinematice cu mișcări independente (de prisos), formula este următoarea:

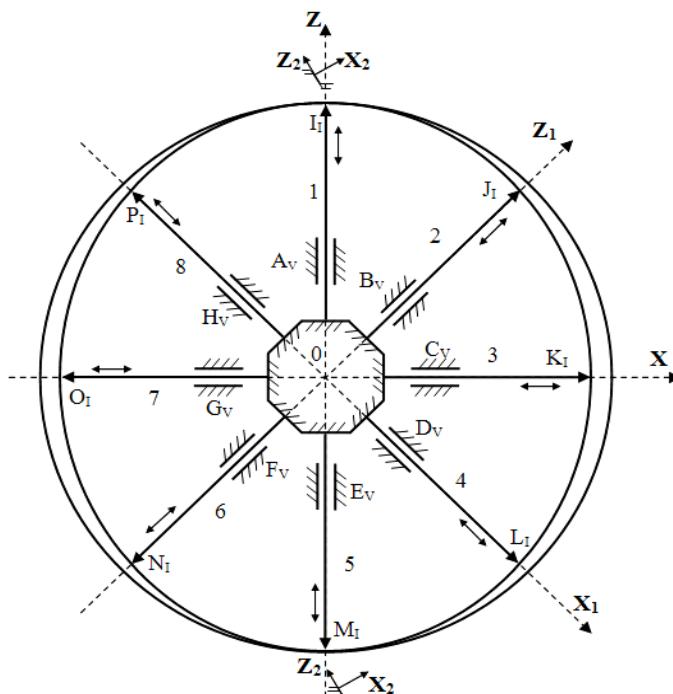
$$M = 6 \cdot (n - 1) - \sum_{i=1}^5 i \cdot c_i - \sum L_{id} \pm \sum L_p \quad (3.3)$$

unde:

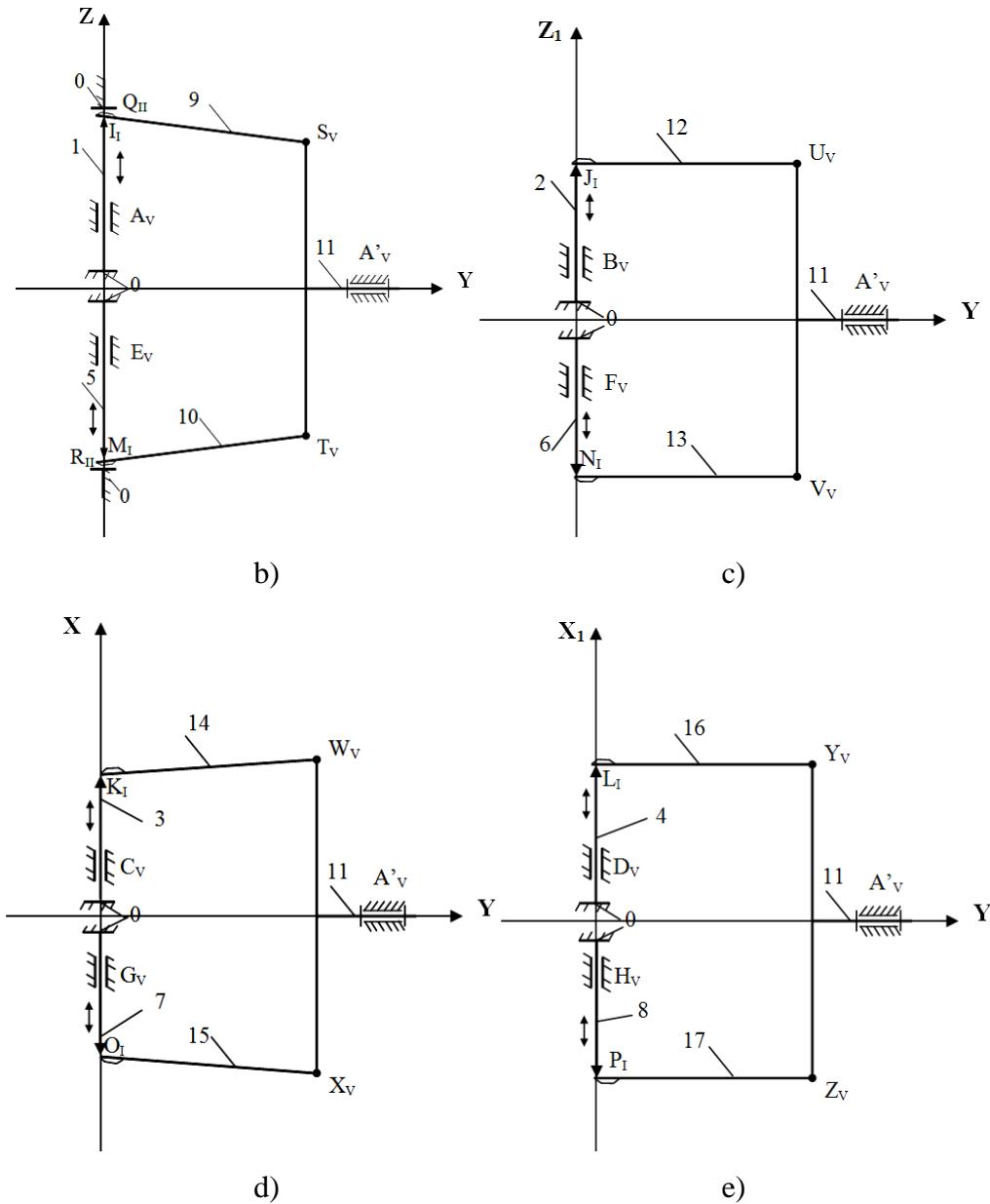
$\sum L_p$  – suma gradelor de libertate ale legăturilor pasive;

$\sum L_{id}$  - suma gradelor de libertate ale legăturilor de prisos.

Se consideră transmisia armonică dințată cu două unde, în componența căreia identificăm o roată rigidă care este fixă, o roată flexibilă care are forma unui clopot cilindric, cu fund rigid și un deformator din aliaje cu memoria formei. Deformatorul sau generatorul de unde, cum se mai regăsește în literatura de specialitate, este alcătuit dintr-un element fix, cu rol de susținere a elementelor din aliaj cu memoria formei.



a)



**Figura 3.1 Schema structurală**

În cazul studiat, generatorul de unde are în componență sa 8 elemente din aliaj cu memoria formei. Pentru a studia gradul de mobilitate al acestei transmisii prima dată se identifică elementele, cuplurile cinematice și se realizează schema structurală a acestei transmisii, care este evidențiată în figura 3.1.

Din figura 3.1 se observă faptul că numărul de elemente este 18, iar numărul cuprelor cinematice este 27. Aplicând relația (3.1) se determină numărul lanțurilor cinematice independente, acesta fiind  $k = 10$ . De asemenea, în schema cinematică, fiecare element din aliaj cu memoria formei din componența generatorului de undă, a fost reprezentat printr-un element motor și o cuplă de translație (clasă V).

Primul lanț cinematic independent,  $k_I A, I, S, A'$ , este format din elementul fix (0), elementul conducerător (1), o parte (9) din roata dințată flexibilă și elementul de ieșire (11), legate între ele prin cuplile cinematice  $A(0/1)$ ,  $I(1/9)$ ,  $S(9/11)$  și  $A'(11/0)$ . Contactul dintre elementul conducerător (1) al generatorului de unde și roata dințată flexibilă este punctiform, formând cupla cinematică I de clasa a I-a. În zona cilindrică, roata dințată flexibilă (generatoarea IS) este supusă unor deformații periodice de încovoiere, datorită generatorului de unde. Pentru a evita curbarea generatoarei CE, respectiv apariția unor solicitări de încovoiere, considerăm legătura cu elementul de ieșire (11) ca fiind o cuplă cinematică de clasa a V-a notată cu S.

Lanțul cinematic independent,  $k_{II} E, M, T, A'$ , este format din elementul fix (0), elementul motor (5), o parte (10) din roata dințată flexibilă și elementul de ieșire (11). Aceste elemente sunt legate între ele prin cuplile cinematice  $E(0/5)$ ,  $M(5/10)$ ,  $T(10/11)$  și  $A'(11/0)$ . Ca și în cazul primului lanț cinematic independent  $k_I$ , contactul dintre elementul motor (5) și roata dințată flexibilă este punctiform și formează o cuplă cinematică M de clasa I-a, de asemenea, pentru a evita curbarea generatoarei MT și apariția unor solicitări de încovoiere, se consideră cupla cinematică de clasa a V-a, notată cu T, ca legătură cu elementul de ieșire (11).

Al treilea lanț cinematic independent,  $k_{III} B, J, U, A'$ , este format din elementul fix (0), elementul motor (2), o parte (12) din roata dințată flexibilă și elementul de ieșire (11). Aceste elemente sunt legate între ele prin cuplile cinematice  $B(0/2)$ ,  $J(2/12)$ ,  $U(12/11)$  și  $A'(11/0)$ . Si în acest caz, dacă păstrăm raționamentul utilizat în lanțurile cinematice  $k_I$ ,  $k_{II}$ , cupla cinematică J, dintre elementul motor (2) și roata dințată flexibilă, este de clasa I-a, iar cupla cinematică U este de clasa a V-a.

Al patrulea lanț cinematic independent,  $k_{IV} F, N, V, A'$ , este format din elementul fix (0), elementul motor (6), o parte (13) din roata dințată flexibilă și elementul de ieșire (11). Aceste elemente sunt legate între ele prin cuplile cinematice  $F(0/6)$ ,  $N(6/13)$ ,  $V(13/11)$  și  $A'(11/0)$ . În acest lanț cinematic, cupla cinematică F este de clasa a V-a, cupla cinematică N este de clasa a I-a și cuplile cinematice V și A' sunt de clasa a V-a.

Al cincilea lanț cinematic independent,  $k_V C, K, W, A'$ , este format din elementul fix (0), elementul motor (3), o parte (14) din roata dințată flexibilă și elementul de ieșire (11). Legarea acestor elemente între ele se face prin cuplile cinematice  $C(0/3)$ ,  $K(3/14)$ ,  $W(14/11)$  și  $A'(11/0)$ . În acest lanț, cuplile cinematice C, W și A' sunt de clasa a V-a, iar cupla cinematică K este de clasa a I-a.

Lanțul cinematic  $k_{VI} G, O, X, A'$ , este format din elementul fix (0), elementul motor (7), o parte (15) din roata dințată flexibilă și elementul de ieșire (11). Elemente din acest lanț cinematic sunt legate între ele prin cuplile cinematice  $G(0/7)$ ,  $O(7/15)$ ,  $X(15/11)$  și  $A'(11/0)$ . Cuplile

cinematice G, X și A' sunt couple cinematice de clasa a V-a, iar cupla cinematică O este de clasa a I-a.

Lanțul cinematic  $k_{VII}$  D,L,Y,A', este format din elementul fix (0), elementul motor (4), o parte (16) din roata dințată flexibilă și elementul de ieșire (11). Cu ajutorul cuplelor cinematice D(0/4), L(4/16), Y(16/11) și A'(11/0) elemente acestui lanț cinematic sunt legate între ele. În acest lanț, couplele cinematice D, Y și A' sunt de clasa a V-a, iar cupla cinematică L este de clasa a I-a.

Lanțul cinematic  $k_{VIII}$  H,P,Z,A', este format din elementul fix (0), elementul motor (8), o parte (17) din roata dințată flexibilă și elementul de ieșire (11). Elemente din compoziția lanțului cinematic sunt legate între ele prin couplele cinematice H(0/4), P(4/17), Z(17/11) și A'(11/0). În acest lanț cupla cinematică H este de clasa a V-a, cupla cinematică P este de clasa a I-a și couplele cinematice Z și A sunt de clasa a V-a.

Observăm că perechile de lanțuri cinematice independente  $k_I - k_{II}$ ,  $k_{III} - k_{IV}$ ,  $k_V - k_{VI}$  sau  $k_{VII} - k_{VIII}$  sunt identice din punct de vedere structural.

Lanțul cinematic independent  $k_{IX}$  Q,S,A' este format din elementul fix (0), o parte (17) din roata dințată flexibilă și elementul de ieșire (11). Se poate observa faptul că roata dințată flexibilă, sub acțiunea elementului din aliaj cu memoria formei, este deformată radial, iar contactul cu roata rigidă se consideră o cuplă cinematică Q, de clasa a II-a. Couplele cinematice S și A', aşa cum am mai arătat, sunt couple cinematice de clasa a V-a.

Ultimul lanț cinematic independent  $k_X$  R,T,A' este format din elementul fix (0), care este în acest caz roata rigidă fixă, o parte (18) din roata dințată flexibilă și elementul de ieșire (11). Ca și în cazul lanțului cinematic independent  $k_{IX}$ , cupla cinematică R, dintre roata dințată flexibilă și roata rigidă fixă, se consideră de clasa a II-a. Couplele cinematice S și A', aşa cum am mai arătat, sunt couple cinematice de clasa a V-a, de asemenea, se constată că lanțurile cinematice independente  $k_{IX}$  și  $k_X$  sunt identice din punct de vedere structural.

Pentru a putea lua o decizie optimă în alegerea parametrilor mecanismului, este necesară realizarea unei investigații asupra mobilităților în lanțurile independente ale acestuia, cu toate că formulele structurale alese în analiza structurală a mecanismului, dau o corelare justă între parametrii structurali ai mecanismului.

Considerând studiul mobilităților în lanțurile cinematice independente se va realiza un tabel (Tabelul 3.1) cu 7 coloane, în care prima coloană prezintă lanțurile cinematice independente ( $k_I - k_X$ ), în a doua coloană este prezentată suma mobilităților liniare după cele trei axe. În coloana a treia sunt prezentate couplele cinematice care asigură mobilitățile după cele trei axe. În coloana numărul patru sunt enumerate elementele a căror rotație este folosită, dacă este cazul, pentru înlocuirea unei mobilități liniare lipsă, după o axă anume. Aceste elemente nu se

simbolizează prin numărul elementului din lanțul cinematic, ci ca prim simbol al elementului se utilizează cupla cinematică a cărei mobilitate unghiulară se va folosi pentru înlocuirea mobilității liniare lipsă. Coloanele 5 și 6 sunt utilizate pentru suma mobilităților unghiulare după cele trei axe, respectiv couplele cinematice care asigură mobilitățile unghiulare, iar în coloana 7 sunt reprezentate axele de coordonate ale lanțului cinematic independent.

**Tabelul 3. 1 Datele analizei structurale a mecanismului**

<b>Lanțul cinematic</b>	<b>Translații</b>	<b>Cuple</b>	<b>Element</b>	<b>Rotații</b>	<b>Cuple</b>	<b>Axe</b>	$\sum L_{id} = 0$	
							$L_{id}$	$L_p$
$k_I (A, I, S, A')$	$v_x = 2$	I și M		$\theta_x = 4$	I și S, M și T	X		
$k_I (E, M, T, A')$	$v_y = 2$	I și M		$\theta_y = 4$	I și A', M și A'	Y		
$k_I \equiv k_{II}$	$v_z = 2$	A și E		$\theta_z = 2$	I, M	Z		
$k_{III} (B, J, U, A')$	$v_{x1} = 2$	J și N		$\theta_{x1} = 4$	J și U, N și V	$X_1$		
$k_{IV} (F, N, V, A')$	$v_y = 2$	J și N		$\theta_y = 4$	J și A', N și A'	Y		
$k_{III} \equiv k_{IV}$	$v_{z1} = 2$	B și F		$\theta_{z1} = 2$	J, N	$Z_1$		
$k_V (C, K, W, A')$	$v_x = 2$	C și G		$\theta_x = 2$	K, O	X		
$k_{VI} (G, O, X, A')$	$v_y = 2$	K și O		$\theta_y = 4$	K și A', O și A'	Y		
$k_V \equiv k_{VI}$	$v_z = 2$	K și O		$\theta_z = 4$	K și W, O și X	Z		
$k_{VII} (D, L, Y, A')$	$v_{x1} = 2$	D și H		$\theta_{x1} = 2$	L, P	$X_1$		
$k_{VIII} (H, P, Z, A')$	$v_y = 2$	L și P		$\theta_y = 4$	L și A', P și A'	Y		
$K_{VII} \equiv k_{VII}$	$v_{z1} = 2$	L și P		$\theta_{z1} = 4$	L și Y, P și Z	$Z_1$		
$k_{IX} (Q, S, A')$	$v_{x2} = 0$	QS(RT)		$\theta_{x2} = 2$	Q, R	$X_2$		
$k_X (R, T, A')$	$v_y = 2$	Q, R		$\theta_y = 4$	Q și A', R și A'	Y		
$K_{IX} \equiv k_X$	$v_{z2} = 2$	Q, R		$\theta_{z2} = 0$		$Z_2$		
$\sum L_p = 3$								

Analizând datele din tabelul 3.1 observăm că în lanțurile cinematice independente  $k_I - k_{VIII}$  există cel puțin o rotație după fiecare axă. În lanțurile cinematice independente  $K_I$  și  $K_{II}$  nu există posibilitatea deplasării după axa  $Z_2$ , fapt ce nu permite autocentrarea generatorului de unde, față de roata dințată flexibilă, realizând un grad de libertate care introduce o încărcare neuniformă a dinților în cele două zone de angrenare, pe direcția de deformare maximă a roților flexibile, asigurată de elementele (1) și (5) ale generatorului de undă. Translația care lipsește în lanțul  $k_{IX}$

și  $k_X$  este înlocuită de o rotație după o axă perpendiculară, de asemenea lipsă rotației după axa  $Z_2$ , în cele două lanțuri cinematice independente, introduc câte un grad de libertate a legăturilor pasive. Din cele prezentate anterior putem trage concluzia că mecanismul prezintă trei grade de libertate ale legăturilor pasive, în consecință  $\sum L_p = 3$ .

Pentru determinarea gradelor de libertate de prisos se folosește metoda imobilizării tuturor elementelor din lanțul studiat, mai puțin elementul cercetat [111],[112]. În cazul mecanismului studiat nu apar elemente (couple) cu grade de libertate de prisos, deci  $\sum L_{id} = 0$ .

Având toate elementele,  $n = 18$ ,  $c_5 = 17$ ,  $c_2 = 2$ ,  $c_1 = 8$ ,  $\sum L_p = 3$ , putem calcula gradul de mobilitate al mecanismului.

Datorită faptului că, în cazul mecanismelor formate din mai multe lanțuri cinematice, legăturile dintre ele pot introduce sau elimina grade de libertate ale legăturilor pasive, și aplicând relația (3.3) de calcul a gradului de mobilitate, se obține:

$$M = 6 \cdot (18 - 1) - 5 \cdot 17 - 2 \cdot 2 - 1 \cdot 8 + 3 = 8.$$

Se constată că gradul de mobilitate al mecanismului este egal cu numărul elementelor conducătoare (motoare), deci este îndeplinită condiția de desmodromie a mecanismului armonic dințat având generator cu elemente din aliaj cu memoria formei, a cărui schemă structurală a fost prezentată în figura 3.1.

*În urma studiului efectuat asupra gradului de mobilitate al mecanismului mai sus descris, s-a ajuns la concluzia că acesta se poate calcula mai simplu, prin studierea unei scheme structurale simplificate, acest lucru datorându-se principiului de funcționare a transmisiei armonice, utilizând formula:*

$$M = \frac{M' \cdot n_m \cdot n_t}{u} \quad (3.4)$$

unde:

$M$  - gradul de mobilitate a mecanismului armonic investigat cu deformator de unde cu elemente din aliaje cu memoria formei;

$n_m$  - numărul de elemente (couple) motoare;

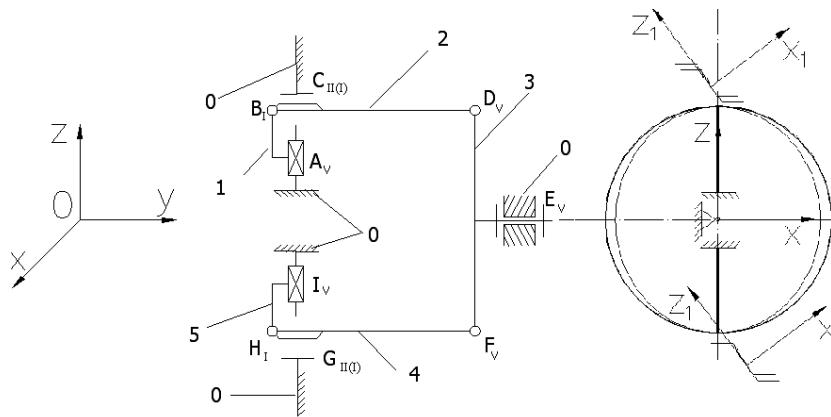
$n_m$  - numărul de trepte ale mecanismului;

$u$  - numărul de unde;

$M'$  - gradul de mobilitate al mecanismului simplificat care ține cont de numărul de unde.

În figura 3.2 se prezintă, schema structurală simplificată a mecanismului studiat. Din figură se observă faptul că din deformatorul cu opt elemente din AMF se utilizează în studiu doar două elemente și anume cele de pe deformația radială maximă. Numărul de elemente ales se

datorează faptului că vorbim de un generator cu două unde. Astfel, rezultă șase elemente, legate între ele prin 5 couple cinematice de clasa a V-a, două couple cinematice de clasa a II-a și două couple cinematice de clasa a I-a.



**Figura 3. 2 Schema structurală simplificată a mecanismului studiat**

În acest caz numărul lanțurilor cinematice independente va fi:  $k = 4$ .

Primul este format din elementul fix (0), elementul conducător (1), o parte (2) din roata dințată flexibilă și elementul de ieșire (3), legate între ele prin couplele cinematice A(0/1), B(1/2), D(2/3) și E(3/0). Al doilea lanț cinematic este format din elementul fix (0), elementul motor (5), o parte (4) din roata dințată flexibilă și elementul de ieșire (3). Aceste elemente sunt legate între ele prin couplele cinematice I(0/5), H(5/4), F(4/3) și E(3/0). Al treilea lanț este format din elementul fix (0), elementul conducător (5), o parte din dintele roții dințate flexibile (4) și elementul de ieșire (3), legate prin couplele cinematice I, G, H și E. Al patrulea lanț este format din elementul fix (0), o parte din dintele roții dințate flexibile (4) și elementul de ieșire (3), legate prin couplele cinematice G, F și E.

**Tabelul 3. 2 Datele necesare determinării gradului de mobilitate**

$\Sigma L_{id} = 0$						
Lanțul cinematic	Translațiile	Cuplele	Element	Rotățiile	Cuplele	Axele
K <sub>I</sub> (A,B,D,E)	V <sub>x</sub> = 2	B și H		R <sub>x</sub> = 4	B și D, H și F	X
K <sub>III</sub> (I,H,F,E)	V <sub>y</sub> = 2	B și H		R <sub>y</sub> = 4	B, H	Y
K <sub>I</sub> ≡ K <sub>III</sub>	V <sub>z</sub> = 2	A și I		R <sub>z</sub> = 2	B și H	Z
K <sub>II</sub> (C,D,E)	V <sub>x1</sub> = 0	C și G	CE, GE	R <sub>x1</sub> = 2	C și G	X <sub>1</sub>
K <sub>IV</sub> (G,F,E)	V <sub>y</sub> = 2	C și G		R <sub>y</sub> = 4	C și E, G și E	Y
K <sub>II</sub> ≡ K <sub>IV</sub>	V <sub>z1</sub> = 2			R <sub>z1</sub> = 0		Z <sub>1</sub>
$\Sigma L_p = 3$						

Pentru determinarea gradului de mobilitate, procedăm ca și în cazul precedent, astfel suma gradelor de prisos  $\Sigma L_{id} = 0$ .

Gradele de libertate a legăturilor pasive  $\Sigma L_p$  se determină prin analiza destinației mobilităților unghiulare, al cărei rezultat este prezentat în tabelul 3.2. În lanțul  $K_{II}$  și  $K_{IV}$  elementele CE și GE sunt direcționate după axa  $z_1$ , dar în lanțul  $K_I$  și  $K_{II}$  nu există posibilitatea asigurării acestei deplasări, fapt care nu permite autocentrarea generatorului de unde față de roata dințată flexibilă, respectiv cea rigidă, realizând un grad de libertate a legăturilor pasive, introduce o încărcare neuniformă a dinților din cele două zone de angrenare, pe direcția de deformare maximă a roții flexibile, asigurată de elementele (1) și (5). La fel absența rotațiilor după axa  $Z_1$ , în lanțurile  $K_{II}$  și  $K_{IV}$ , introduce câte un grad de libertate a legăturilor pasive, care nu permit o încărcare uniformă a dinților în lungul lor, astfel,  $\Sigma L_p = 3$

Pentru schema simplificată din figura 3.2, avem:

$$n = 6, c_5 = 5, c_2 = 2, c_1 = 2, \Sigma L_{id} = 0, \Sigma L_p = 3.$$

Gradul de mobilitate rezultat va fi:

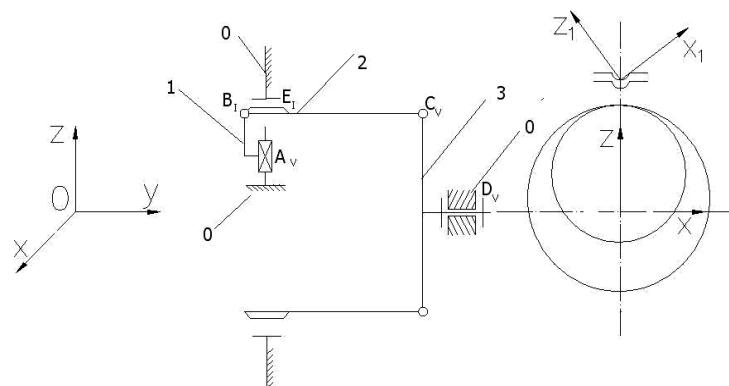
$$M' = 6 \cdot (6 - 1) - 5 \cdot 5 - 2 \cdot 2 - 1 \cdot 2 - 0 + 3 = 2.$$

Aplicând relația (3.3) pentru calculul gradului de mobilitate:

$$M = \frac{2 \cdot 8 \cdot 1}{2} = 8 \quad (3.5)$$

**Se observă că cele două rezultate sunt identice.**

Pentru a verifica dacă relația este valabilă și pentru alte tipuri de mecanism armonic, în care se folosește un generator cu elemente din aliaje cu memoria formei, se va alege mecanismul armonic dințat cu o undă la care deformatorul are tot opt elemente din AMF. Numărul de elemente ales pentru studiu este unu, aceasta se datorează faptului că vorbim despre un generator cu o undă. În figura 3.3 se prezintă, schema structurală simplificată a mecanismului ce urmează a se studia.



**Figura 3. 3 Schema structurală simplificată a mecanismului**

Astfel, pentru mecanismul din figura 3.3 obținem  $k = 5 - (4 - 1) = 2$ .

Primul lanț este format din elementul fix (0), elementul conducător (l), o parte din dintele roții dințate flexibile (2) și elementul de ieșire (3), legate prin cuplele cinematice A, B, C și D.

Contactul între generatorul de unde și roata dințată flexibilă, poate fi punctiform, formând o cuplă cinematică B, de clasa I-a. În zona cilindrică roata dințată flexibilă este supusă unor deformații periodice, datorită generatorului de unde, producând intrarea sau ieșirea dinților din angrenaj, motiv pentru care consideram aceasta zonă ca o cuplă cinematică de clasa a V-a, reprezentată în figura 1 prin cupla cinematică C. În cazul prezentat, roata dințată flexibilă este sub forma unui clopot cilindric cu fund rigid.

Al doilea lanț cinematic este format din elementul fix (0), care este roata dințată rigidă, o parte din dintele roții dințate flexibile (2) și elementul de ieșire (3), legate prin cuplele cinematice E, C și D. Sub acțiunea generatorului de unde roata dințată flexibilă este deformată radial și contactul cu roata rigidă poate fi punctiform, considerându-l astfel ca o cuplă cinematică de clasa a I-a.

Soluționarea acestei probleme constă în investigarea mobilității în lanțurile mecanismelor, aşa cum este prezentat în tabelul 3.3, pentru mecanismul din figura 3.3.

**Tabelul 3. 3 Datele necesare determinării gradului de mobilitate**

$\Sigma L_{id} = 0$						
Lanțul cinematic	Translațiile	Cuplele	Element	Rotațiile	Cuplele	Axele
$K_I (A,B,C,D)$	$V_x = 1$	B		$R_x = 2$	B și C	X
	$V_y = 1$	B		$R_y = 2$	B și D	Y
	$V_z = 1$	A		$R_z = 1$	B	Z
$K_{II} (E,C,D)$	$V_{x1} = 0$		ED	$R_{x1} = 1$	E	$X_1$
	$V_y = 1$	E		$R_y = 2$	E și D	Y
	$V_z = 1$	E		$R_{z1} = 1$	E	$Z_1$
				$\Sigma L_p = 0$		

Înlocuirea unei mobilități liniare cu una unghiulară este indicată prin linie zig-zag de la mobilitatea unghiulară la cea liniară. Linia indică elementul a cărei rotație este folosită la înlocuirea translației care nu există.

Pentru a determina mobilitatea mecanismului este necesar să derminăm atât suma gradelor de libertate de prisos  $\Sigma L_{id}$ , cât și suma gradelor de libertate a legăturilor pasive  $\Sigma L_p$ .

Suma gradelor de libertate de prisos  $\Sigma L_{id}$  o determinăm folosind metoda imobilizării tuturor elementelor mecanismelor, mai puțin cel cercetat și se stabilește numărul gradelor de libertate care le mai posedă, astfel în cazul nostru  $\Sigma L_{id} = 0$ .

Pentru a determina suma gradelor de libertate a legăturilor pasive  $\Sigma L_p$  este necesar să analizăm destinația mobilităților unghiulare.

Analizând rotațiile, după cele trei axe pentru lanțul  $K_I$ , observăm că acestea sunt mai mari sau egale cu 1 și nu introduc grade de libere a legăturilor pasive.

În lanțul  $K_{II}$ , rotațiile  $R_{x1}$  și  $R_{z1}$  sunt utilizate pentru închiderea lanțului, iar o rotație după axa Y este folosită pentru înlocuirea unei translații după  $X_1$ .

***Observăm că mecanismul nu prezintă grade de libertate a legăturilor pasive,  $\Sigma L_p = 0$***

Astfel, pentru mecanismul din figura 3.3, avem  $n = 4$ ,  $c_5 = 3$ ,  $c_1 = 2$  și gradul de mobilitate  $M$  va fi:

$$M' = 6(n-1) - \sum_{i=1}^5 i \cdot c_i - \sum L_{id} \pm \sum L_p \quad (3.6)$$

$$\Rightarrow M' = 6 \cdot (4 - 1) - 5 \cdot 3 - 2 \cdot 1 - 0 + 0 = 1.$$

În continuare aplicând formula de calcul a gradului de mobilitate pentru întreg mecanismul rezultă că acesta este:

$$M = \frac{8 \cdot 1}{1} = 8 \quad (3.7)$$

Având în vedere că, dinții roțiilor dințate rigide și flexibile au o lungime b, considerabilă, cupla cinematică E din figura 3.3, va fi o cuplă cinematică de clasa a II-a.

Rezultatul investigației mobilității în lanțurile cinematice ale mecanismului este prezentat în tabelul 3.4.

**Tabelul 3. 4 Rezultatul investigației mobilității în lanțurile cinematice**

$\Sigma L_{id} = 0$						
Lanțul cinematic	Translațiile	Cuplele	Element	Rotățiile	Cuplele	Axele
$K_I (A,B,C,D)$	$V_x = 1$	B		$R_x = 2$	B și C	X
	$V_y = 1$	B		$R_y = 2$	B și D	Y
	$V_z = 1$	A		$R_z = 1$	B	Z
$K_{II} (E,C,D)$	$V_{x1} = 0$			$R_{x1} = 1$	E	$x_1$
	$V_y = 1$	E	ED	$R_y = 2$	E și D	y
	$V_{z1} = 1$	E		$R_{z1} = 0$		$z_1$
$\Sigma L_p = 1$						

În acest caz absența rotației după axa  $Z_1$  în lanțul  $K_{II}$  introduce un grad de libertate a legăturilor pasive  $\Sigma L_p = 1$ , care nu permit o încărcare uniformă a dinților în lungul lor. Astfel, avem  $n = 4$ ,  $c_5 = 3$ ,  $c_2 = 1$ ,  $c_1 = 1$ ,  $\Sigma L_p = 1$  și  $\Sigma L_{id} = 0$ .

Gradul de mobilitate a mecanismului echivalent va fi:

$$M' = 6 \cdot (4 - 1) - 5 \cdot 3 - 2 \cdot 1 - 1 \cdot 1 + 1 = 1$$

iar gradul de mobilitate final va fi:

$$M = \frac{8 \cdot 1}{1} = 8$$

$M = n_m$ , este îndeplinită condiția de desmodromie a mecanismului.

*Se poate concluziona că, toate mecanismele studiate îndeplinesc condiția de dezmodromie. De asemenea, se poate spune că, metoda propusă de autor pentru determinarea gradului de mobilitate se poate aplica la transmisia armonică dințată într-o treaptă cu generator de undă cu elemente din AMF, menținând condiția ca numărul de elemente să fie egal sau mai mare decât cel minim necesar.*

### 3.2 Analiza cinematică a transmisiei armonice dințate cu generator din AMF

Considerând tipologia structurală diferită a TA cu generator - activ din AMF, analiza cinematică a fost tratată într-un mod, de asemenea, cu un anumit grad de diferențiere față de cel al TA clasice.

#### 3.2.1 Cinematica transmisiei armonice dințate într-o treaptă

**Analiza cinematică** a transmisiilor mecanice se limitează la *determinarea raportului de transmitere  $i_{12}$* , care reprezintă raportul dintre vitezele unghiulare ale elementelor conducătoare și a celor conduse [5].

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (3.8)$$

Prin **analiza cinematică** se urmărește *determinarea raportului de transmitere  $i$* , în funcție de anumite dimensiuni, considerate dimensiuni principale ale elementelor transmisiei, sau în funcție de numărul de dinți ale roților, pentru angrenajele dințate.

Se consideră transmisia armonică dințată din figura 3.4 formată din trei elemente de bază, și anume:

- 1- Deformatorul de unde în cazul nostru cu două unde;

- 2- Roată dințată flexibilă, cu numărul de dinți  $z_2$ ;
- 3- Roată dințată rigidă, cu numărul de dinți  $z_3$ .

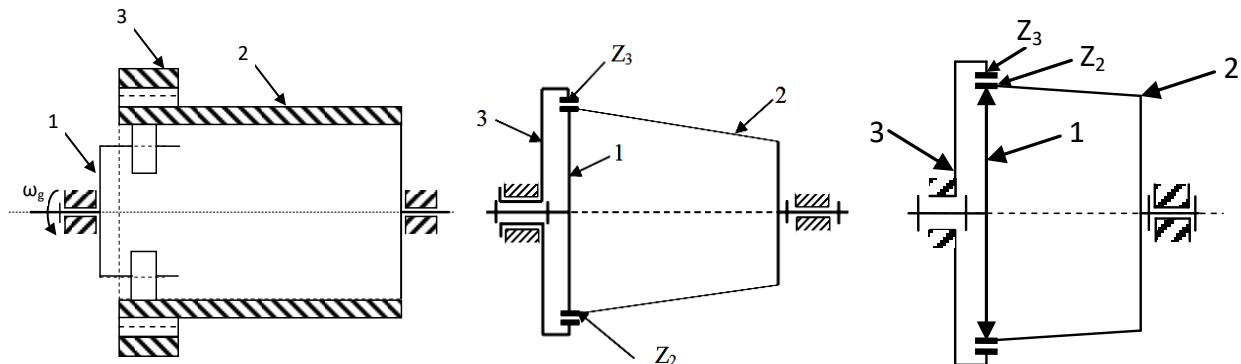


Figura 3. 4 Transmisie armonică dințată într-o treaptă

**Raportul de transmitere** definit ca *raportul vitezelor unghiulare*, acesta depinde de rolul pe care îl au elementele care intră în componența transmisiei. Rolul elementelor în componența transmisiei putând fi de element conducer, element condus sau element fix. Pentru a determina raportul de transmitere, se face apel la relația lui Willis, care impune întregului ansamblu o mișcare fictivă inversă [111],[112], cu viteză unghiulară egală cu  $(-\omega_g)$ . În acest caz raportul de transmitere este scris sub forma:

$$i^g_{23} = \frac{\omega_2 - \omega_g}{\omega_3 - \omega_g} \quad (3.9)$$

unde:  $\omega_3$ ,  $\omega_2$  și  $\omega_g$  sunt vitezele unghiulare corespunzătoare roții rigide, roții elastice respectiv deformatorului. În formula raportului de transmitere (relația 3.9) elementul fix este scris ca indice superior, primul indice inferior referindu-se la elementul conducer și cel de al doilea indice inferior se referă la elementul condus.

Notându-se cu "a" raportul dintre numărul de dinți ai roții rigide și ai roții elastice,  $a = Z_3 / Z_2$ , putem determina raportul de transmitere și funcție de acest raport.

$$i^g_{23} = \frac{\omega_2 - \omega_g}{\omega_3 - \omega_g} = \frac{Z_3}{Z_2} = a \quad (3.10)$$

Dacă unul dintre elementele transmisiei armonice dințate cu două unde se fixează, atunci se obțin trei variante structurale.

**Cazul 1:** Când se fixează generatorul de unde. În această situație  $\omega_g = 0$ .

În figura 3.5 se prezintă schema structurală corespunzătoare cazului 1.

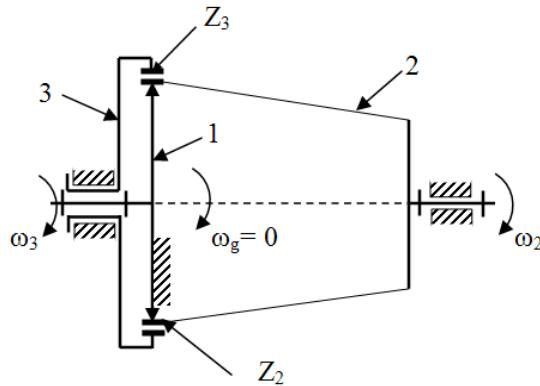


Figura 3. 5 Schema structurală corespunzătoare cazului 1

În acest caz se obțin două variante a raportului de transmitere:

- când elementul (2) este cel condus și elementul (3) este elementul conducător, atunci raportul de transmitere este:

$$i^g_{32} = \frac{\omega_3 - 0}{\omega_2 - 0} = \frac{\omega_3}{\omega_2} = \frac{Z_2}{Z_3} = \frac{1}{a} \quad (3.11)$$

- când elementul (2) este elementul conducător și elementul (3) cel condus, raportul de transmitere devine:

$$i^g_{23} = \frac{\omega_2 - 0}{\omega_3 - 0} = \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{Z_3}{Z_2} = a \quad (3.12)$$

**Cazul 2:** Când se fixează roata elastică (elementul 2). În această situație  $\omega_2 = 0$ .

În figura 3.6 se prezintă schema structurală pentru cazul 2.

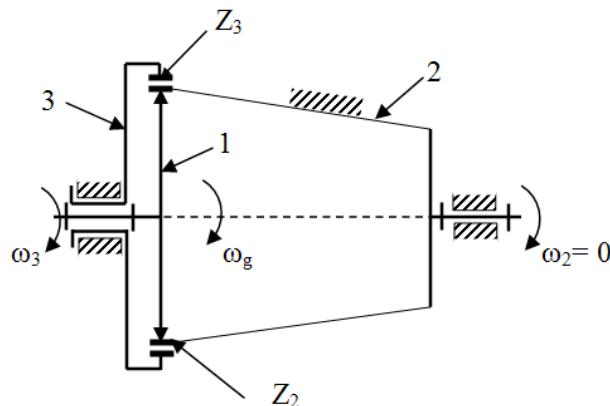


Figura 3. 6 Se prezintă schema structurală pentru cazul 2

Și în acest caz se obțin două variante ale raportului de transmitere:

Când elementul (1) este cel condus și elementul (3) este elementul conducător, atunci raportul de transmitere este:

$$i^2_{3g} = \frac{\omega_3 - \omega_2}{\omega_g - \omega_2} = \frac{\omega_3 - 0}{\omega_g - 0} = \frac{\omega_3}{\omega_g} \quad (3.13)$$

dar:

$$(\omega_3 - \omega_g) \cdot a = \omega_2 - \omega_g \quad (3.14)$$

pentru  $\omega_2 = 0$

$$\Rightarrow \omega_3 = \frac{\omega_g \cdot (a - 1)}{a} \quad (3.15)$$

Înlocuind relația 3.15 în relația 3.13, rezultă:

$$i^2_{3g} = \frac{a - 1}{a} = \frac{Z_3 - Z_2}{Z_3} = \frac{\omega_3}{\omega_g} \quad (3.16)$$

Când elementul (1) este elementul conducător și elementul (3) cel condus, raportul de transmitere devine:

$$i^2_{g3} = \frac{\omega_g - \omega_2}{\omega_3 - \omega_2} = \frac{\omega_g - 0}{\omega_3 - 0} = \frac{\omega_g}{\omega_3} \quad (3.17)$$

Se observă că:

$$i^2_{g3} = \frac{1}{i^2_{3g}} \quad (3.18)$$

$$i^2_{g3} = \frac{a}{a - 1} = \frac{Z_3}{Z_3 - Z_2} \quad (3.19)$$

**Cazul 3:** când se fixează roata rigidă (elementul 3). În această situație  $\omega_3 = 0$ .

În figura 3.7, se prezintă schema structurală prevăzută în cazul 3.

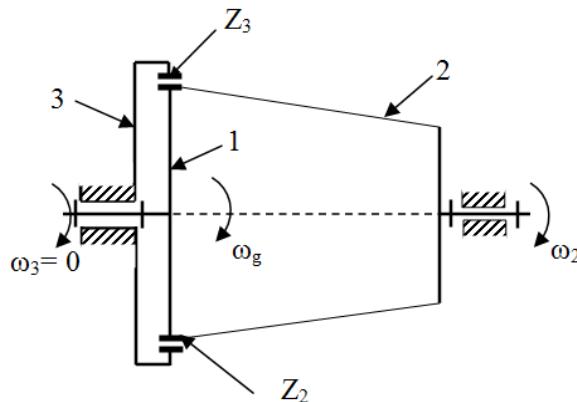


Figura 3. 7 Schema structurală prevăzută în cazul 3

În acest caz, ca și în cele două cazuri precedente, se obțin două variante ale raportului de transmitere:

1. Când elementul (1) este cel condus și elementul (2) este elementul conducător, atunci raportul de transmitere este:

$$i_{2g}^{3g} = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_g - \omega_3} = \frac{\omega_2 - 0}{\omega_g - 0} = \frac{\omega_2}{\omega_g} \quad (3.20)$$

Dorind să determinăm raportul de transmitere în funcție de raportul "a", se folosesc aceeași pași de calcul:

$$(\omega_3 - \omega_g) \cdot a = \omega_2 - \omega_g \quad (3.21)$$

pentru  $\omega_3 = 0$

$$\Rightarrow \omega_2 = \omega_g \cdot (1-a) \quad (3.22)$$

Înlocuind relația 3.22 în relația 3.20, rezultă:

$$i_{g2}^{3g} = (1-a) = \frac{Z_2 - Z_3}{Z_2} = \frac{\omega_2}{\omega_g} \quad (3.23)$$

2. Când elementul (1) este elementul conducător și elementul (2) cel condus, raportul de transmitere devine:

$$i_{g2}^3 = \frac{\omega_g - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3} = \frac{\omega_g - 0}{\omega_2 - 0} = \frac{\omega_g}{\omega_2} \quad (3.24)$$

Se observă că:

$$i_{g2}^3 = \frac{1}{i_{2g}^3} \quad (3.25)$$

$$i_{g3}^2 = \frac{a}{1-a} = \frac{Z_2}{Z_2 - Z_3} \quad (3.26)$$

Analiza efectuată asupra cinematicii transmisiei armonice dințate, într-o treaptă, cu două unde, ne duce la concluzia că se pot obține șase variante constructive, a căror rapoarte de transmitere sunt:  $i_{32}^g, i_{23}^g, i_{3g}^2, i_{g3}^2, i_{2g}^3, i_{g2}^3$  [111],[112].

De asemenea, se poate concluziona că, raportul de transmitere dintre elementul conducător "c" și elementul condus "∞", relativ la elementul fix "f", se poate scrie:

$$i_{c\infty}^f = \frac{\omega_c - \omega_f}{\omega_\infty - \omega_f} \quad (3.27)$$

iar în momentul schimbării rolurilor de element conducător, condus și fix, pe care elementele le au, raportul de transmitere se poate scrie sub următoarele forme:

$$i_{\infty c}^f = \frac{1}{i_{c\infty}^f} \quad (3.28)$$

și

$$i_{cf}^\infty = 1 - i_{c\infty}^f \quad (3.29)$$

### 3.2.2 Cinematica transmisiei armonice dințate într-o treaptă cu generator din AMF

În paragraful anterior am arătat că, prin **analiza cinematică** se încearcă *determinarea raportului de transmitere*  $i$ , definit ca *raportul vitezelor unghiulare*, în *funcție de anumite dimensiuni*, considerate dimensiuni principale ale elementelor transmisiei.

În acest paragraf, se propune investigarea situației când generatorul de unde are rol de element conducător în transmisia armonică. În această transmisie, generatorul de unde (**deformatorul**) este realizat cu elementele din *aliaje cu memoria formei*, acesta **nu se rotește**. Din condiția ca, deformatorul să nu se rotească, putem considera  $\omega_g = 0$  și transmisia nu ar funcționa, deoarece raportul de transmitere ar fi nul (se consideră generatorul de unde element conducător). **Însă, transmisia armonică ar funcționa dacă se produce deformarea elementului flexibil, astfel încât acesta să rămână tot timpul în angrenare și legea de deformare a elementului flexibil să fie cea necesară funcționării.**

În [84],[111],[112] se arată faptul că, cele mai bune rezultate în exploatare le au *profilele deformate după legea:*

$$w = w_0 \cdot \cos 2\varphi \quad (3.30)$$

unde:

$w_0$  - este deplasarea radială maximă, aceasta fiind determinată din condițiile de rezistență și precizie de execuție a elementului flexibil;

$\varphi$  - este unghiul de poziție al secțiunii considerate, față de axa mare a deformatorului.

Pentru ca această deformare să existe, elementele din construcția deformatorului, trebuie la rândul lor, să realizeze deplasări bine determinate strâns legate între ele. Aceste deplasări, datorită naturii elementelor, sunt doar deplasări după o direcție.

În continuare, **a fost determinat modul în care elementele din construcția deformatorului realizează deplasările necesare.**

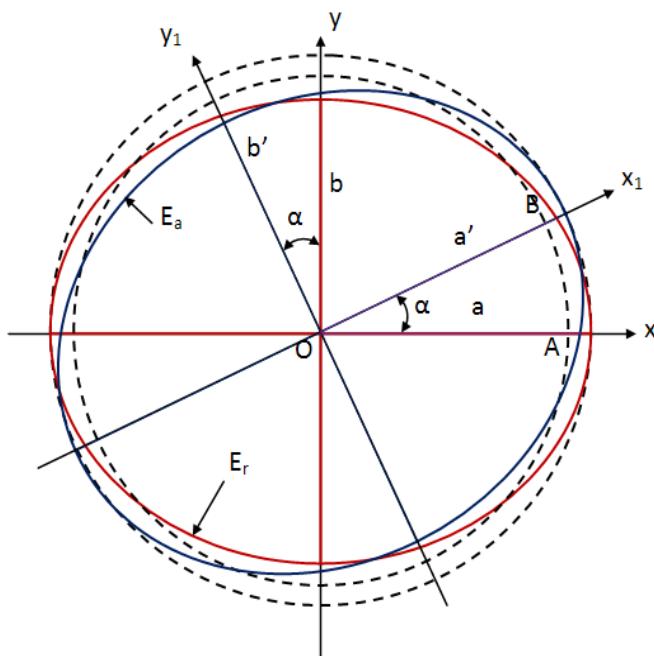


Figura 3. 8 Modul în care elementele deformatorului realizează deplasările necesare  
ing. Ionuț - Viorel BIZĂU

Se consideră, figura 3.8, în planul XOY, elipsa  $E_r$  de rază mare notată cu  $a$ , rază mică notată cu  $b$  și centru O. De asemenea, se consideră în planul  $X_1OY_1$  elipsa  $E_a$  de rază mare  $a'$ , rază mică  $b'$  și centru O. Planul  $X_1OY_1$  face cu planul XOY un unghi  $\alpha$  (în sens trigonometric). Se notează cu A punctul de intersecție a elipsei  $E_a$  cu axa OX și cu B punctul de intersecție a elipsei  $E_r$  cu axa  $OX_1$ .

Dacă se consideră elipsa  $E_a$ , ca fiind elipsa  $E_r$  deplasată cu un unghi  $\alpha$ , lungimea razei mari a elipsei  $E_r$  egală cu lungimea razei mari a elipsei  $E_a$  și lungimile razelor mici, a celor două elipse, egale.

De asemenea, se observă faptul că lungimea segmentului OA este chiar lungimea elementului  $L_5$ , în momentul în care roata elastică, de forma unei elipse, este deformată după legea  $w$  la unghiul  $\alpha$ .

**Pentru a determina lungimea segmentului OA presupunem că aceasta este egală cu lungimea segmentului OB și demonstrăm acest lucru.**

OA este raza profilului elliptic  $E_a$ , la un unghi  $(2 \cdot \pi - \alpha)$ :

$$OA = \sqrt{x_1^2 + y_1^2} \quad (3.31)$$

$$x_1 = a' \cdot \cos(2 \cdot \pi - \alpha) \quad (3.32)$$

$$y_1 = b' \cdot \sin(2 \cdot \pi - \alpha) \quad (3.33)$$

unde:  $x_1$  și  $y_1$  sunt proiecțiile pe axele  $X_1$  și  $Y_1$ .

OB este rază a elipsei  $E_r$  la un unghi  $\alpha$ :

$$OB = \sqrt{x^2 + y^2} \quad (3.34)$$

$$x = a \cdot \cos \alpha \quad (3.35)$$

$$y = b \cdot \sin \alpha \quad (3.36)$$

unde:  $x$  și  $y$  sunt proiecțiile pe axele X și Y.

Dar  $a = a'$  și  $b = b'$ :

$$x_1 = a \cdot (\cos 2 \cdot \pi \cdot \cos(-\alpha) + \sin 2 \cdot \pi \cdot \sin(-\alpha)) \quad (3.37)$$

$$x_1 = a \cdot \cos(-\alpha) \quad (3.38)$$

$$x_1 = a \cdot \cos(\alpha) \quad (3.39)$$

$$y_1 = b \cdot (\sin 2 \cdot \pi \cdot \cos \alpha - \cos 2 \cdot \pi \cdot \sin \alpha) \quad (3.40)$$

$$y_1 = -b \cdot \sin \alpha \quad (3.41)$$

$$\sqrt{x_1^2 + y_1^2} = \sqrt{x^2 + y^2} \Rightarrow x_1^2 + y_1^2 = x^2 + y^2 \quad (3.42)$$

$$(a \cdot \cos \alpha)^2 + (-b \cdot \sin \alpha)^2 = (a \cdot \cos \alpha)^2 + (b \cdot \sin \alpha)^2 \quad (3.43)$$

Presupunerea făcută inițial se verifică, *rezultă că putem calcula lungimea segmentului OA la orice unghi α. Folosind același raționament se poate determina și lungimea elementului L<sub>1</sub>, care este egală cu lungimea elementului L<sub>5</sub>.*

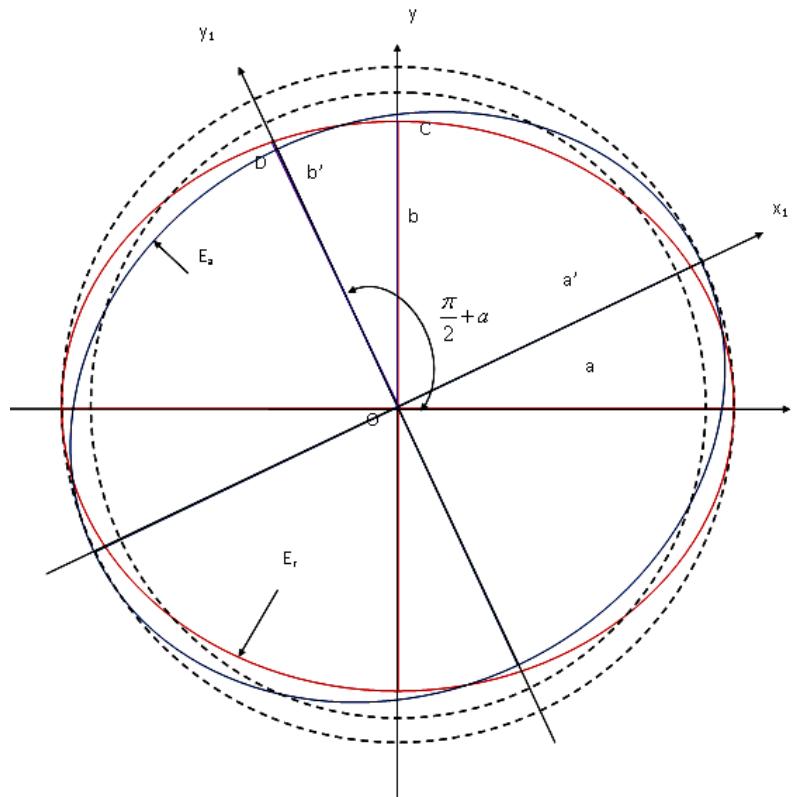


Figura 3. 9 Unghiul de  $\frac{\pi}{2} + \alpha$  la care se calculează raza profilului eliptic

Pentru determinarea lungimilor  $L_3$  și  $L_7$  s-a folosit același raționament însă, unghiul la care se calculează raza profilului eliptic este  $\frac{\pi}{2} + \alpha$ , față de poziția inițială considerată (Figura 3.10).

În aceste condiții, putem spune că, lungimea elementelor  $L_3$  și  $L_7$  este egală cu lungimea segmentului OD, unde D este punctul de intersecție dintre axa OY<sub>1</sub> și elipsa E<sub>r</sub>.

$$OD = \sqrt{x^2 + y^2} \quad (3.44)$$

unde:

$$x = a \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} + \alpha\right) \quad (3.45)$$

$$y = b \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} + \alpha\right) \quad (3.46)$$

### 3.3 Concluzii și contribuții personale

#### Concluzii

Prin reprezentări schematiche structurale a fost realizată analiza transmisiei armonice cu deformator - activ. Astfel, au fost evidențiate numărul elementelor, modul cum acestea sunt legate prin couple cinematice, numărul și clasa couplelor cinematice în vederea stabilirii gradelor de mobilitate și a desmodromiei având în vedere forma constructivă a zonelor de contact și poziția relativă a acestora, considerând și încărcarea mecanismului.

Făcându-se o analogie cu transmisia armonică cu două unde clasice, se face diferențierea structurală între deformatorul clasic și cel propus, și cu ajutorul schemei structurale se determină un număr de 18 elemente și 27 couple cinematice. În schema cinematică s-a evidențiat fiecare element din AMF ca fiind un element motor cu cuplă de translație de clasă V. La finalul analizei s-a determinat că gradul de mobilitate al mecanismului este egal cu numărul elementelor conduceătoare (motoare), astfel fiind îndeplinită condiția de desmodromie a mecanismului.

În urma studiului efectuat asupra gradului de mobilitate al mecanismului mai sus descris, s-a ajuns la concluzia că acesta se poate calcula mai simplu, prin studierea unei scheme structurale simplificate. Astfel, a fost particularizată o formulă proprie de calcul (3.4).

Un aspect important a fost observat, și anume că în cazul deformatorului cu opt elemente din AMF se utilizează în studiu doar două elemente, cele de pe deformația radială maximă.

Astfel, considerând deformatorul cu două unde rezultă șase elemente legate între ele prin 5 couple cinematice de clasa a V-a, două couple cinematice de clasa a II-a, două couple cinematice de clasa a I-a, iar numărul lanțurilor cinematice independente 4.

După realizarea analizei comparative rezultă că cele două rezultate sunt identice și astfel a fost validat modelul de calcul propus. Pentru verificarea valabilității modelului se abordează și mecanismul armonic cu o undă.

În final s-a concluzionat că, toate mecanismele studiate îndeplinesc condiția de dezmodromie. De asemenea, metoda propusă de către autor pentru determinarea gradului de mobilitate se poate aplica la transmisia armonică dințată într-o treaptă cu generator de undă activ din AMF, menținând condiția ca numărul de elemente să fie mai mare sau egal cu cel minim necesar.

Pentru realizarea analizei cinematice a fost evidențiat faptul că generatorul de unde (deformatorul) acesta nu se rotește. Din această condiție, putem considera  $\omega_g = 0$  și transmisia nu ar funcționa, deoarece raportul de transmitere ar fi nul (se consideră generatorul de unde ca element conducător). Însă, transmisia armonică funcționează atunci când se produce deformarea elementului flexibil, astfel încât acesta să rămână tot timpul în angrenare și legea de deformare a elementului flexibil să fie cea necesară funcționării.

Pentru ca această deformare să existe, elementele din construcția deformatorului trebuie, la rândul lor, să realizeze deplasări bine determinate strâns legate între ele. Aceste deplasări, datorită naturii elementelor, sunt doar deplasări după o direcție. Prin determinarea modului în care elementele din construcția deformatorului realizează deplasările necesare, presupunerea făcută inițial a fost demonstrată.

### **Contribuții personale**

Au fost realizate scheme analitice și structurale având diferite grade de complexitate, toate demonstrându-se relevante în analizele efectuate.

A fost demonstrată condiția de desmodromie a mecanismului prin determinarea gradului de mobilitate pe baza schemelor și tabelelor considerate.

O nouă metodă de analiză a fost structurată și validată pentru transmisii armonice având deformator cu una și două unde. În același timp a fost propusă și verificată o nouă relație analitică pentru determinarea gradului de mobilitate a transmisiilor armonice cu deformator - activ din AMF.

Analiza cinematică a noului tip de angrenaj armonic a fost realizată și verificată analitic prin structurarea unui algoritm care să vină în întâmpinarea noii structuri propuse de transmisie armonică.

## **Capitolul IV. Modelul de analiză cu element finit al angrenajului armonic cu generator din AMF**

Metoda Elementelor Finite (MEF), sau analiza cu elemente finite, se bazează pe conceptul generării obiectelor de complexitate diferite prin intermediul unor elemente simple sau a divizării unor obiecte cu nivel mare de complexitate în piese mici ușor manipulabile matematic. Aplicațiile acestui concept inspirat și simplu pot fi găsite cu destulă ușurință în viața de zi cu zi și, în special, în domeniile inginerești.

### **4.1 Generalități despre MEF**

Tipul de modelare cu elemente finite este utilizat în diferite domenii pentru rezolvarea problemelor apărute, cum sunt: mecanica solidului deformabil, mecanica fluidelor, electromagnetism, biomecanică, etc [18],[36],[89].

Analiza se caracterizează prin urmatoarele [2],[6],[9],[12],[15],[26],[27],[28],[33],[36],[40],[42],[56],[57],[69],[80],[89],[99]:

- a) În proiectare se utilizează procedee, precum:
  - calculele manuale;
  - metodele experimentale;
  - simulări numerice realizate cu ajutorul calculatorului electronic.
- b) Se poate aprecia cu certitudine, că MEF, este în acest moment cea mai utilizată metodă de simulare numerică, implementabilă pe computer pentru aplicații inginerești;
- c) MEF este integrată cu aplicații specifice CAD/CAM;
- d) MEF posedă interfețe grafice atractive și utile în prelucrarea datelor sau interpretarea rezultatelor.

Domeniile de aplicare [2],[6],[9],[12],[15],[26],[27],[28],[33],[36],[40],[42],[56],[57],[69],[80],[89],[99]:

- mecanică, inginerie aerospatială, inginerie civilă, ingineria automobilelor;
- analiză structurală (static / dinamic / liniar / neliniar);
- analiză termică / curgerea fluidelor;
- electromagnetism;
- fizica - mecanica pământului;
- biomecanică, etc.

Procedurile de analiză cuprind [2],[6],[9],[12],[15],[26],[27],[28],[33],[36],[40],[42],[56],[57],[69],[80],[89],[99]:

- divizarea structurii în elemente simple (elemente finite cu noduri);
- descrierea comportării parametrilor caracteristici, care modelează fenomenul (temperaturi, depasări, tensiuni etc.) pe fiecare element; interpolarea parametrilor;
- conectarea (asamblarea) elementelor cu nodurile și formularea sistemului de ecuații (aproximative) pentru întreaga structură;
- rezolvarea sistemului de ecuații și determinarea parametrilor caracteristici ai nodurilor (deplasări, temperaturi etc.);
- calcularea valorilor parametrilor caracteristici în interiorul elementelor și, pe baza acestora, valorilor parametrilor necunoscuți (tensiuni, eforturi etc.).

#### **4.1.1 Modelarea cu elemente finite**

Pentru analizarea unei structuri cu ajutorul elementelor finite, cea mai importantă etapă este constituită de elaborarea modelului de calcul al structurii respective. Trecerea de la structura reală la modelul ei de calcul, nu se face prin algoritmi și metode generale care să asigure elaborarea unui model unic, care să aproximeze, cu o eroare rezonabilă, cunoscută, structura care urmează a fi analizată. În general, pentru o structură se recomandă să se elaboreze mai multe modele, corecte, dar cu performanțe diferite [2],[6],[9],[12],[15],[26],[27],[28],[33],[36],[40], [42],[56],[57],[69],[80],[89],[99]:

**Discretizarea** - modelul de calcul al structurii care urmează a fi analizată, este format din: *linii* - care reprezintă axele barelor structurii, din *suprafețe plane și curbe* - care sunt suprafețele mediane ale plăcilor componente ale structurii și *volume* - care sunt corpurile masive ale structurii.

Astfel, în această etapă, modelul este un continuu, cu o infinitate de puncte, ca și structura dată. Discretizarea constă în trecerea de la structura continuă (cu o infinitate de puncte), la un model discret, cu un număr finit de puncte (noduri). Operația se face “acoperind” modelul cu o rețea de discretizare, care se justifică, din punct de vedere practic - ingineresc, prin suficiente informații cu privire la structură (cunoașterea valorilor deplasărilor și ale tensiunilor), într-un număr finit de puncte ale modelului, numărul acestora putând fi oricât de mare.

În MEF se definesc necunoscutele, deplasări sau încărcări, în punctele modelului și se calculează valorile lor în aceste puncte.

**Nodurile** - definite prin rețeaua de discretizare. Aici, sunt definite necunoscutele nodale primare, ale căror valori sunt rezultatele analizei. Necunoscutele asociate nodurilor pot fi deplasările, caz în care MEF le numește model deplasare, pentru care se admite că forma deformată a structurii, ca urmare a unei solicitări oarecare, este definită de deplasările tuturor nodurilor în raport cu rețeaua nodurilor înainte de deformare. Fiecare nod poate avea maximum

șase componente ale deplasării, denumite deplasări nodale, în raport cu un sistem de axe global: trei componente u, v, w ale deplasării liniare și trei rotiri  $\theta_x$ ,  $\theta_y$ ,  $\theta_z$ , denumite grade de libertate elastice.

**Elementele finite** – din procesul de discretizare rezultă împărțirea modelului structurii într-un număr oarecare de fragmente denumite elemente finite.

Elementul finit poate fi privit ca o “piesă” de sine stătătoare, interacționând cu celelalte elemente numai în noduri. Studiul structurii reale se înlocuiește cu studiul ansamblului de elemente finite, obținut prin discretizare, care devine astfel o idealizare a structurii originale și reprezintă un model de calcul al structurii date. Pentru ca rezultatele analizei să fie cât mai corecte, este necesar ca procesul de idealizare al structurii date, să fie cât mai “performant”. Acest lucru implică respectarea unor reguli privind discretizarea, elaborarea modelului de calcul și utilizarea unor elemente finite adecvate.

În MEF, pentru un element finit oarecare, se presupune că deplasările din interiorul elementului variază după o lege “cunoscută”, aleasă apriori, determinată de o funcție de interpolare. Aceasta din urmă se alege sub forma unor polinoame.

Implementarea MEF pe computer, se realizează după cum urmează:

- preprocessare (construire model cu EF, încărcări, condiții de rezemare);
- FE solver (asamblează și rezolvă sistemul de ecuații);
- postprocesare (sortează și afișază rezultatele).

Câteva platforme software de analiză cu elemente finite:

- ANSYS - program general, se poate implementa pe PC și stații de lucru;
- SDRC/I-DEAS - program integrat CAD / CAM / CAE;
- NASTRAN - program general, tip de implementare mainframe;
- SOLIDWORKS - program general, cu posibilitatea de implementare pe computere și stații de lucru;
- PATRAN - preprocesor și postprocesor general;
- DYNA-3D - program de analiză pentru teste auto;
- LUSAS - program general, cu implementare pe computere și stații de lucru.

#### **4.1.2 Prezentare succintă a platformei de simulare SolidWorks**

SolidWorks reprezintă o platformă software bine structurată cu aplicabilitate în domeniul mecanic. Acesta oferă trei opțiuni de: generarea geometriei unei piese, asamblarea mai multor piese și generarea desenelor de execuție corespunzătoare pieselor sau ansamblelor proiectate. [26],[27],[28],[59],[80],[89],[99].

Prima opțiune, oferă instrumente pentru proiectarea geometrică a corpurilor cu geometrie complexă.

A doua opțiune permite stabilirea poziției și interdependențelor dintre piese, pentru realizarea unui ansamblu. În continuare se poate realiza simularea animată a mișcărilor sau un studiu al mișcării, ținând cont de material, natura contactului, forțe și momente, elemente motoare. În acest modul se poate realiza un studiu de analiză cu element finit, cu observația că se poate discretiza un singur corp. Modulul de simulare, oferă posibilitatea realizării de simulări cu element finit cu un grad mare de complexitate și precizie. Simularile pot fi: statice, de frecvență, de flambaj, termice, de soc, de oboseală, nonliniare, liniar dinamice și de calcul a vaselor sub presiune.

A treia opțiune realizează transpunerea oricărui corp geometric modelat sau a unui ansamblu, într-un desen tehnic. De asemenea, dimensionarea se poate realiza automat sau de către utilizator, iar secțiunile se pot realiza într-un plan sau după mai multe planuri, în adâncime.

## 4.2 Stabilirea modelului prototip de analiză

Pentru realizarea analizei asupra comportării unei piese sau a unui ansamblu de piese, se necesită formularea unui algoritm de modelare, simulare și interpretare a datelor obținute.

S-au conceput posibile variante de modelare a funcționalității angrenajului armonic, ținându-se cont de faptul că, rotirea roții flexibile trebuie să se realizeze prin modelarea alungirii succesive a elementelor deformatorului constituit din elemente de tip AMF.

Legii de deformare, prin alungire, a elementelor deformatorului, i-a fost acordată o atenție deosebită, pentru ca angrenarea celor două roți, flexibilă - cu dantură exterioară și fixă - cu dantură interioară, să fie posibilă.

### 4.2.1 Simularea numerică a primului model de angrenaj armonic

Cinematica ansamblului transmisiei armonice cu două unde, presupune observarea formei de mișcare a acestuia și a tuturor elementelor constitutive. Forma mișcării acestora este determinată cinetostatic de forțe și momente, ajungându-se la stabilirea unor interdependențe dinamice între acestea.

Prima etapă presupune crearea modelului geometric precis al elementelor angrenajului armonic și stabilirea interdependențelor funcționale. În acest sens, s-au conceput și proiectat în SolidWorks roata dințată exterioară rigidă (fixă), roata dințată interioară flexibilă (mobilă), elementul axial central și elementele motoare ale deformatorului, substituente celor din AMF.

Geometriile elementelor componente ale angrenajului armonic cu deformator din AMF, sunt realizate sub o formă simplă și funcțională, respectând caracteristicile dimensionale care au fost determinate analitic în capitolul anterior.

Sub aspectul proprietăților fizico-mecanice de material, în simulare, pentru toate elementele angrenajului, a fost adoptat un oțel aliat cu urmatoarele specificații:

- modulul de elasticitate longitudinal (modulul lui Young),  $E = 0,21 \cdot 10^6 \text{ N/mm}^2$ ;
- modulul de elasticitate transversal,  $G = 79 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$ ;
- limita de curgere,  $\sigma_c = 620,42 \text{ N/mm}^2$ ;
- densitatea de masă,  $\rho = 7,7 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$ ;
- constanta lui Poisson,  $v = 0,28 \text{ N/A}$ .

Figura 4.1 înfățișează elementele geometrice ale angrenajului armonic descompus, diferențiate vizual.

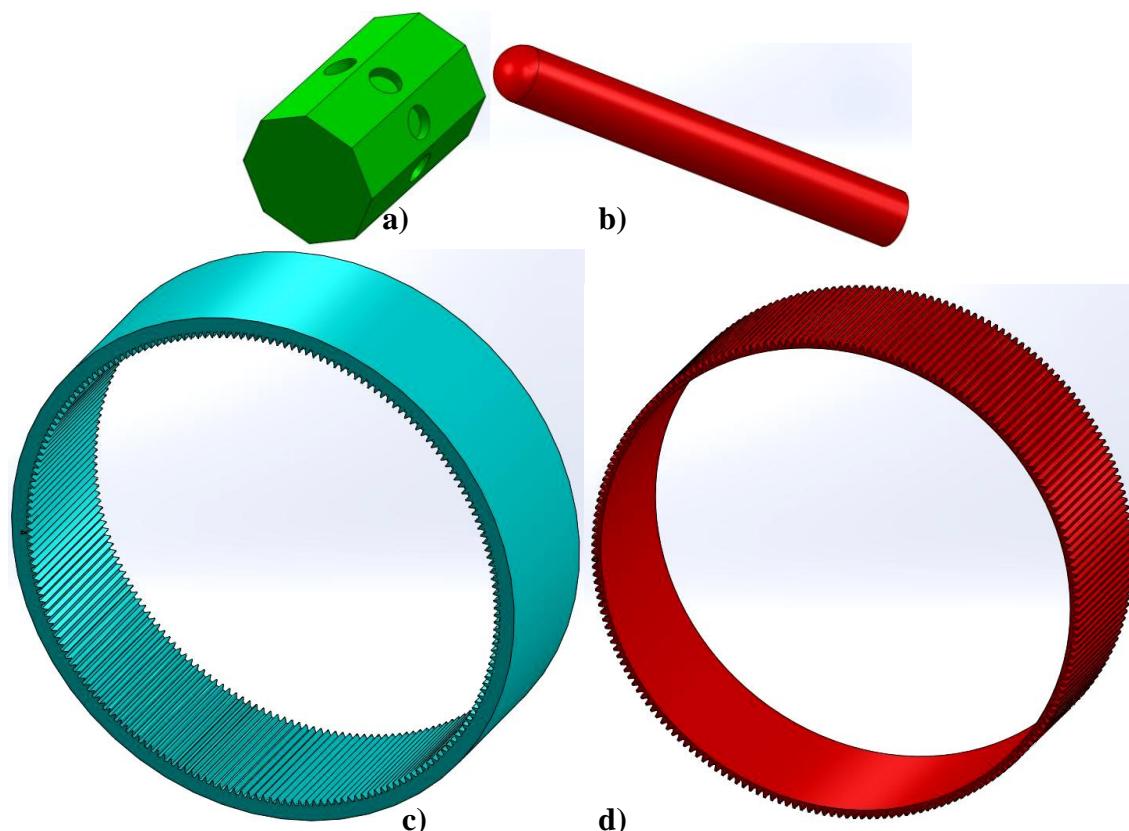


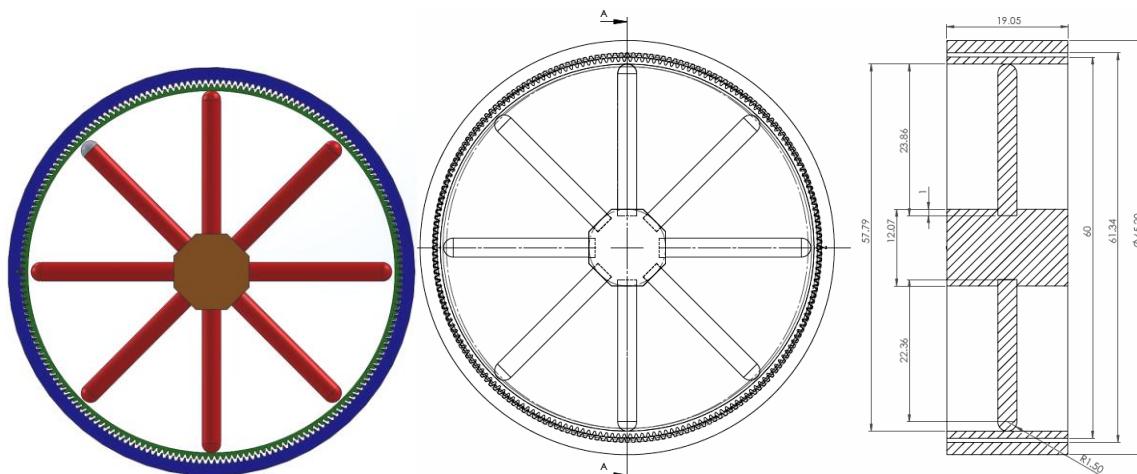
Figura 4. 1 Elemente constitutive ansamblului angrenaj armonic:  
a) element central; b) element motor; c) roata rigidă fixă; d) roata flexibilă mobilă

Odată obținute componentele geometrice, ca și corpuri solide, cărora li s-au atribuit și caracteristicile mecanice de material, s-a trecut la asamblarea acestora. Astfel, au fost folosite constrângeri (*mate*) de tip *coincident*, *concentric* și *gear*.

Prima a fost poziționată și fixată roata cu dantură interiară (figura 4.1 c)), după care a fost centrată și răsucită roata cu dantură exterioară (figura 4.1 d)). Elementul central (figura 4.1 a)) a

fost centrat și învărtit, apoi fiind fixat doar pentru o etapă intermediară, până la asamblarea elementelor motoare. Un singur element motor a fost poziționat, iar prin multiplicare circulară, s-au dispus și celelalte. Singurul tip de *mate* păstrat, între elementul central și elementele motoare, a fost cel de concentricitate între găurile circulare special prevăzute și exteriorul cilindric al elementelor motoare.

Figura 4.2 prezintă ansamblul angrenajului armonic cu două unde și un detaliu dimensional. Prin aplicarea unei secțiuni verticale, a fost realizată o detaliere, în locul unde forma eliptică a roții flexibile prezintă diametrul cel mai mic, utilizată pentru o mai bună exemplificare a valorilor dimensiunilor care intervin. Prin intermediul acestor valori, a fost verificată corectitudinea asamblării și a valorilor specifice geometrice, determinate analitic.

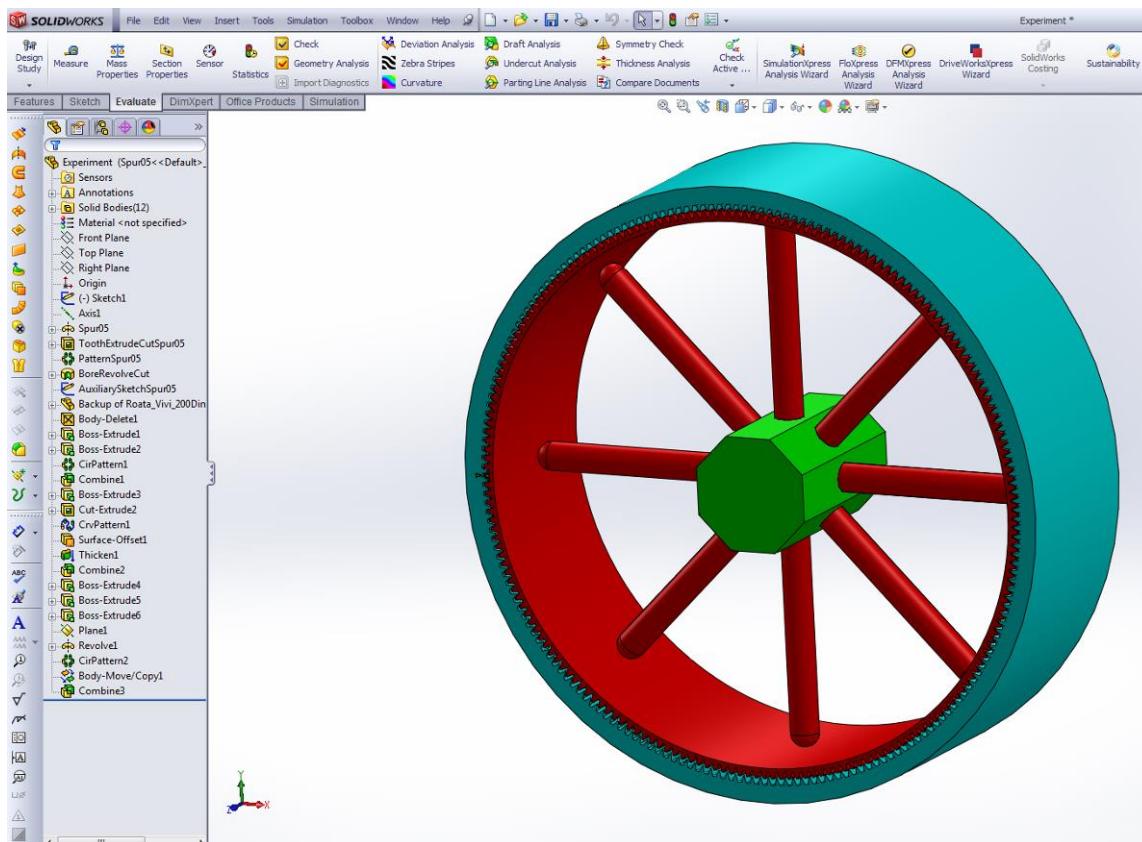


**Figura 4.2 Imaginea ansamblului roților dințate aflate în angrenare, cu o secțiune longitudinală verticală.**

Simularea realizată, nu a fost concepută doar în ideea determinării unui caracter funcțional dinamic. Prin intermediul acesteia, s-a urmărit și determinarea forțelor necesare elementelor deformatorului, pentru ca roata flexibilă să prezinte o deformăție corespunzătoare, respectiv obținerea tensiunilor rezultate în punctele de contact. Aceste tensiuni nu trebuie să depășească valorile admisibile specifice materialelor alese, iar deplasările să se păstreze în limitele convenite.

Pentru determinarea valorică a forțelor, tensiunilor, deplasărilor și deformățiilor, s-a urmărit stabilirea unui model cinetostatic funcțional precis, care să poată fi implementat practic, sub formă fizică. Prin simularea numerică, se realizează și o optimizarea constructiv funcțională a angrenajului armonic, datorită posibilităților multiple și rapide de modificare a materialelor componentelor, respectiv dimensiunilor acestora.

Figura 4.3 prezintă angrenajul armonic cu două unde, având deformatorul realizat cu opt elemente, subiect al simulării cu element finit de tip nonliniar-static.



**Figura 4. 3 Ansamblul angrenajului armonic cu două unde.**

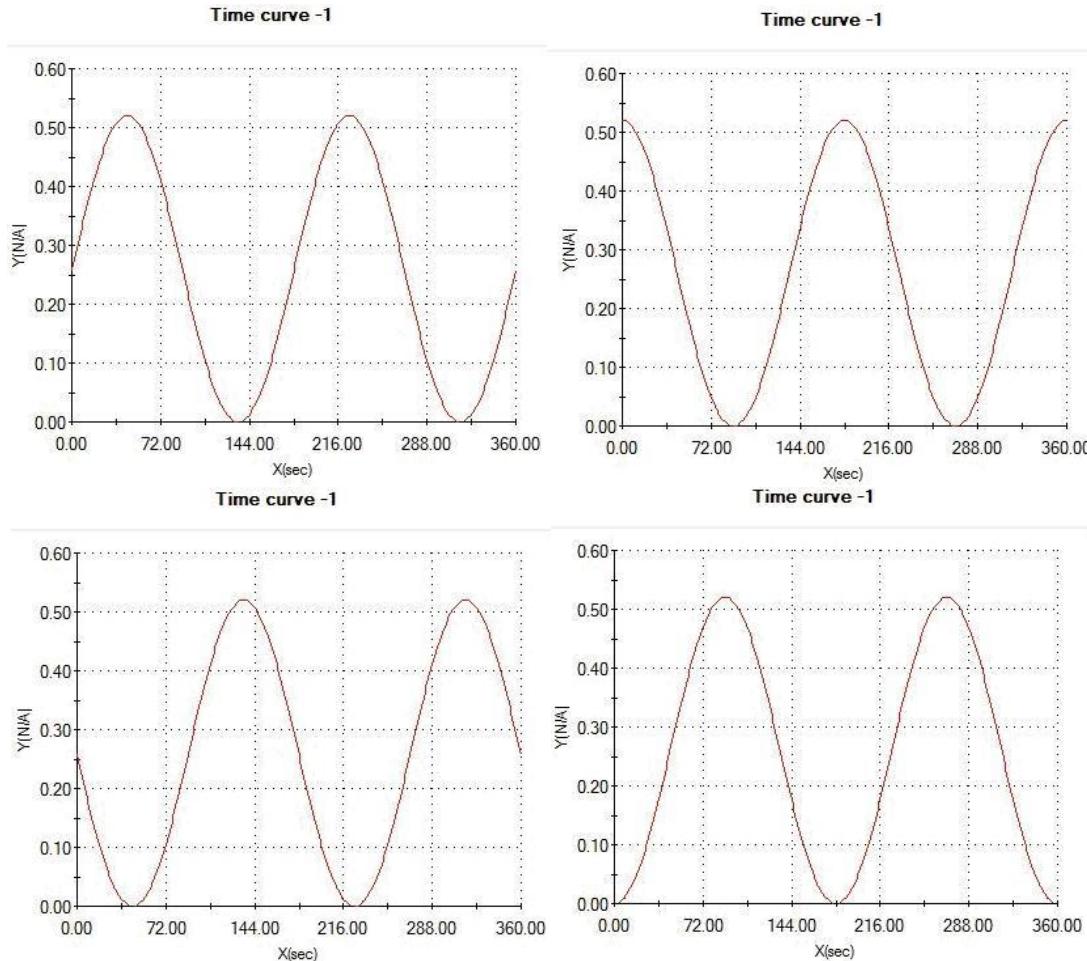
Pentru definirea completă a modelului de simulare, au fost stabilite pe rând, tipurile de contacte între suprafețele componentelor ansamblului, fără penetrare, fixările pentru anumite componente și constrângerile, respectiv modul de deplasare al celorlalte.

Pentru elementele motoare, ale deformatorului, s-au impus deplasări axiale longitudinale, cu o variație sinusoidală a amplitudinii deplasării în funcție de timp.

Elementul central, ca suport al elementelor motoare, a fost lăsat liber într-o primă etapă, urmărindu-se autocentrarea acestuia, ca urmare a simetriei formelor geometrice și manifestării perfect opozabile a forțelor, rezultate în urma impunerii deplasărilor. În cea de-a doua simulare, elementului central, i s-a permis rotirea în jurul axei proprii.

Amplitudinea maximă a deplasării elementelor deformatorului pe rază este de 0,52 mm.

În figura 4.4, sunt date formele sinusoidale de variație a deplasărilor a patru dintre cele opt elemente, corespunzătoare unei unde de deformare. Celelalte elemente realizând aceleași mișcări cu o defazare de 180°.



**Figura 4. 4 Formele sinusoidale de variație a deplasărilor, pentru patru dintre cele opt elemente ale deformatorului**

Timpul necesar completării unui ciclu simulat de rotație, a fost ales corespunzător unei perioade de 360 secunde. Astfel, rezultă o pulsație de 0,017 rad/sec și o frecvență de apoximativ 0,003 Hz. Frecvența și pulsația proprie unui element, rezultă ca fiind duble. Ca urmare, un ciclu de alungire și revenire, ar trebui să dureze 180 secunde, adică 3 minute. Acesta nu reprezintă o perioadă lungă de timp, datorită răcirii lente a elementelor din AMF în mod natural, neforțat.

Caracteristicile definitorii modelului de simulare sunt:

- timpul de pornire, la 3 secunde;
- timpul de oprire, la 360 secunde;
- incrementarea automată a pașilor de analiză;
- se permit deplasări mari, deformații mari și considerarea efectului termic;
- sunt incluse încărcări termice;
- temperatură pentru deformație zero, 298 K;
- tipul de solver, FFEPlus;
- tehnica de iterare, NR (Newton-Rapson);
- metoda de integrare, Newmark.

Solver-ul FFEPlus este de preferat în cazul analizelor de tip nonlinear. Aceasta presupune o rezolvare iterativă, asumarea unei soluții aproximative la rezolvarea ecuațiilor algebrice, după care prin cuantificarea erorii, se trece la reiterare, până când eroarea se încadrează în limitele admise și setate. Prin utilizarea solver-ului de tip FFEPlus, timpul de lucru, pentru modelele cu mai mult de 100.000 grade de libertate, scade semnificativ, salvându-se spațiul de pe hard-disk necesar analizei, memoria utilizată și numărul procesărilor de date.

Tehnica Newton-Rapson este utilizată în analiza numerică, ca metodă de identificare succesivă a aproximării celei mai bune, cu privire la rădăcinile sau zerourile valorilor reale ale funcției.

Metoda de integrare Newmark este folosită la rezolvarea ecuațiilor diferențiale. Ea este larg răspândită la evaluarea numerică a răspunsurilor dinamice ale structurilor și solidelor, în cazul analizelor sistemelor dinamice și analizelor cu elemente finite.

SolidWorws realizează în prima fază de analiză, o evaluare a maselor și volumelor specifice componentelor ansamblului, calculând, pe baza densității materialelor, greutățile corespunzătoare.

Sistemul de unități folosit în acest caz, a fost MKS, care utilizează mm pentru lungimi și deplasări, Kelvin pentru temperatură, N/mm<sup>2</sup> pentru presiuni și tensiuni, respectiv Rad/sec pentru viteze unghiulare.

Programul evaluează fixările, constrângările și tipurile de contact, calculând forțele și momentele de reacțiune rezultante.

Discretizarea este de tip *Solid Mesh*, cu opțiunea *Curvature based mesh*, respectiv 4 puncte Jacobiene, mărimea maximă a unui element fiind de 12,843 μm, iar cea minimă de 2,567.

Datorită multiplelor contacte între suprafețe, mai precis între suprafața fiecărui flanc de dintre a roții flexibile mobile și a celor omoloage, corespunzătoare roții rigide fixe, în momente consecutive înregistrate pe parcursul angrenării, simularea a durat 13 zile. După acest interval de timp, simularea s-a oprit, mesajul afișat fiind de eroare datorată prea multor grade de libertate ale modelului. Astfel, rezultatele pe care le face referire în continuare, sunt parțiale și, de aceea, mai puțin exacte.

Forța de reacțiune rezultată echivalentă pentru întreg modelul, a fost calculată de program, ca fiind de 2,48 N, momentul de reacțiune rezultat pentru întregul model simulație având valoarea 0 N·m.

Figura 4.5 prezintă rezultatele parțiale înregistrate cu privire la locurile și amplitudinea de manifestare a deformațiilor (a), precum și la deplasările (b) specifice componentelor deformatorului cu două unde.

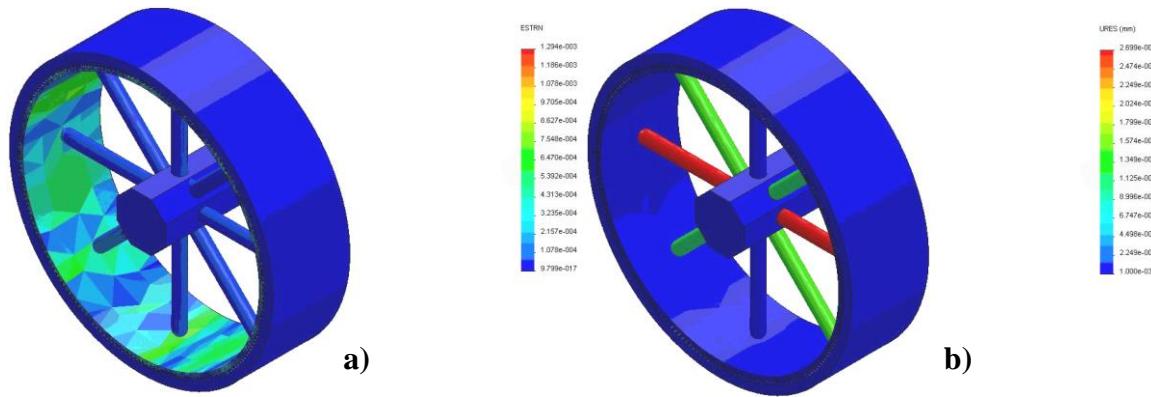


Figura 4. 5 a) deformațiile obținute și b) deplasările

Valorile parțiale obținute sunt pentru tensiunea von Mises  $49 \text{ N/mm}^2$  și deplasare  $0,27 \text{ mm}$ , cele două corespund elementului deformatorului, care deformează roata flexibilă și realizează raza mare a elipsei. Tensiunea s-a manifestat la contactul dintre capătul semisferic al elementului și suprafața cilindrică interioară a roții flexibile. Deplasarea a fost înregistrată între capătul plan al elementului de deformare și suprafața plană a lăcașului elementului, prevăzut în elementul central al deformatorului.

Deformația maximă, de  $0,0012 \text{ mm}$ , este asociată elementului consecutiv, în mișcare, celui care a suferit deplasarea maximă. Ea nu poate fi evaluată decât cu un caracter informativ, deoarece simularea nu a fost finalizată.

Simularea a fost repetată după verificarea strictă a modelului de simulație și reanalizarea setărilor, în vederea simplificării și optimizării modelului. Astfel, elementul central a fost constrâns din punct de vedere al deplasărilor, fiindu-i permisă doar rotirea în jurul axei centrale proprii, iar numărul elementelor deformatorului a fost redus la patru.

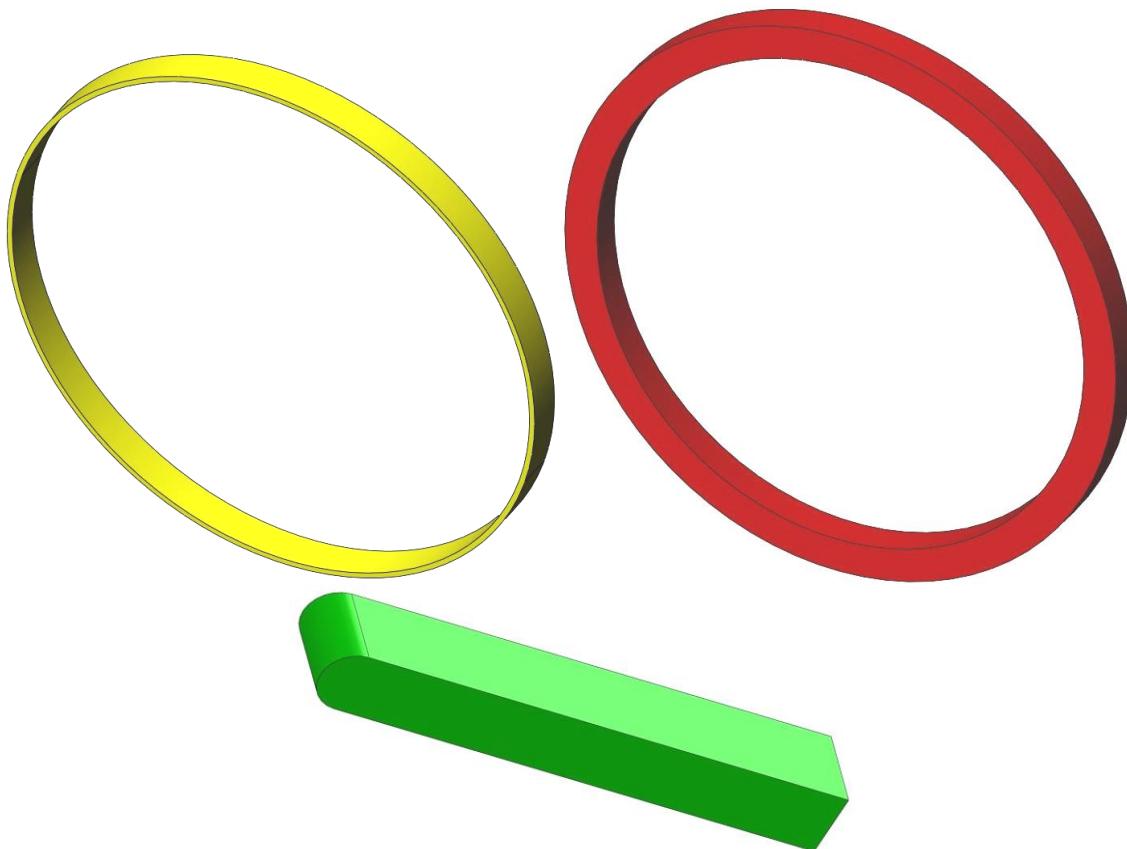
Simularea a durat aproximativ la fel ca cea anterioară, mesajul de eroare a fost același și desigur, valorile tensiunilor, deplasărilor și deformațiilor, au fost foarte apropiate de cele precedente.

De aceea, a fost considerat ca fiind concludent un model de angrenare prin fricțiune. Astfel, eliminându-se multitudinea contactelor dintre suprafețele flancurilor dintilor și diminuându-se complexitatea modelului de simulare.

#### 4.2.2 Simularea modelului angrenajului armonic având un deformator cu patru elemente

Pe considerante de simplificare conceptuală, s-a optat pentru simularea funcțională numerică cu element finit a unui angrenaj armonic cu două unde, pentru un deformator care să prezinte doar patru elemente simetric dispuse la  $90^\circ$  geometrice.

Evoluția deplasării elementelor deformatorului, va fi implementată după o lege sinusoidală, asemănător exemplului de la subcapitolul anterior, amplitudinea maximă vârf-la-vârf fiind de 0,6 mm pentru fiecare element. Elementele vor fi comandate în perechi de câte două, cu un defazaj temporal de 180°. Adică, când elementele unei perechi se vor deplasa radial spre exterior, elementele celeilalte perechi se vor deplasa, antagonic, spre interior.



**Figura 4. 6 Geometria componentelor angrenajului armonic.**

În figura 4.6 sunt prezentate modelele geometrice ale componentelor angrenajului armonic simulat.

Simularea a fost de tipul analiză nonliniar-statică, unde s-au impus deplasările elementelor deformatorului armonic, vizându-se obținerea deformațiilor și tensiunilor, precum și funcționalitatea întregului ansamblu angrenaj armonic.

Caracteristicile definitorii simulării sunt:

- timpul de pornire, la 0 secunde;
- timpul de oprire, la 12 secunde;
- incrementarea automată a pașilor de analiză;
- nu se permit deplasări mari, deformații mari și considerarea efectului termic;
- nu sunt incluse încărcări termice;
- tipul de analiză. FFEPlus;

- tehnica de iterare, NR (Newton-Rapson);
- metoda de integrare, Newmark.

Sistemul de unități de măsură, în acest caz, a fost MKS, m pentru lungimi și deplasări, Kelvin pentru temperatură, N/m<sup>2</sup> pentru presiuni și tensiuni, respectiv Rad/sec pentru viteze unghiulare.

Legea de deplasare a elementelor este prezentată în figura 4.7, cu mențiunea că aceasta aparține uneia dintre cele două perechile de elemente, cealaltă aflându-se, în orice moment de timp, într-o perfectă opoziție de fază.

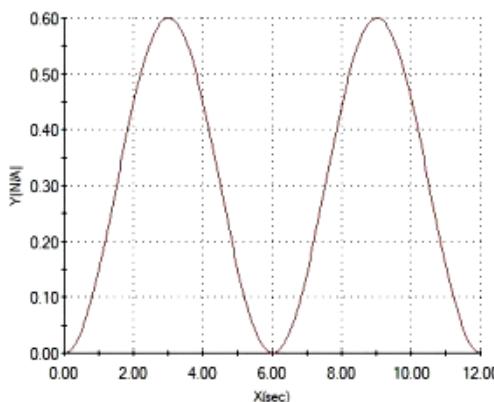


Figura 4.7 Modul de evoluție a deplasării unui element al deformatorului armonic

După ce SolidWorks a realizat o evaluare masică și volumetrică, specifice componentelor ansamblului, calculând, pe baza densității materialelor, greutățile corespunzătoare, acesta trece la analiza fixărilor, constrangerilor și tipurilor de contact, calculand forțele și momentele de reacțiune rezultante.

Discretizarea este de tip *Solid Mesh*, opțiunea *Curvature based mesh*, cu 4 puncte Jacobiene, numărul de elemente finite fiind de 20384, iar cel al nodurilor de 5920, timpul de discretizare necesar 6 sec.

În acest caz, datorită simplității modelului simulat, timpul de analiză și elaborare a rezultatelor simulării, a fost de 10 zile. După acest interval de timp, simularea s-a finalizat cu succes. De aceea, rezultatele la care vom face referire în continuare, sunt complete și exacte, constituind o bază reală și de referință pentru stabilirea unor concluzii cu nivel calitativ ridicat.

Forța de reacțiune rezultată echivalentă, pentru întreg modelul, a fost calculată la  $2,26 \cdot 10^6$  N, momentul de reacțiune rezultat fiind nul.

Figura 4.8 prezintă rezultatul simulării numerice cu elemente finite a angrenajului armonic cu două unde, cu privire la evoluția deplasărilor și locul de manifestare a acestora. A fost observat faptul că, deformația inelului flexibil mobil, de-a lungul întreagii sale

circumferințe, este discontinuă - pulsatorie, acesta nepastrând contactul cu suprafața interioară a inelului rigid fix pe tot parcursul rotației simulate.

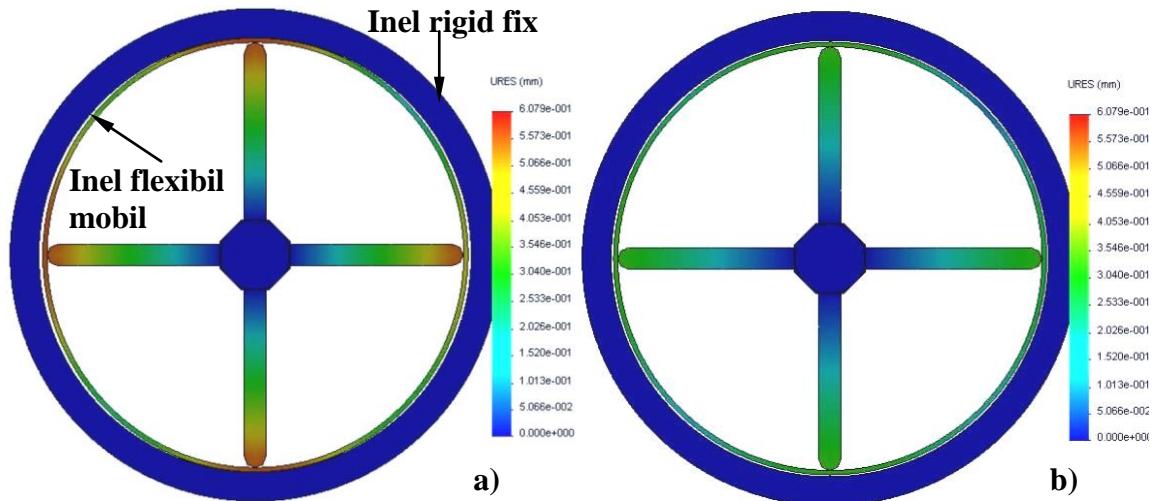


Figura 4. 8 Evoluția deplasărilor specifice componentelor angrenajului armonic

Astfel, în figura 4.8 a), se poate vedea că în dreptul elementelor deformatorului, deformația este maximă, iar inelul flexibil intră în contact cu cel rigid. Segmentul inelului flexibil dintre două elemente motoare consecutive, figura 5.8 b), nu atinge niciodată suprafața interioară a inelului rigid, atunci când elementele sunt într-o poziție intermediară a ciclului de deplasare, fapt care conduce la concluzia că modelul simulat nu poate fi validat din punct de vedere funcțional.

#### 4.2.3 Simularea modelului angrenajului armonic având un deformator cu opt elemente

Simplificare conceptuală, considerată în subcapitolul anterior, nu îndeplinește condiția minimă de deformare continuă și uniformă a inelului flexibil, astfel încât angrenarea să se poată realiza în condiții optime. De aceea, a fost simulațat un model care să realizeze deformarea eliptică prin intermediul a șase elemente. În cazul acestuia, s-a constat o îmbunătățire a evoluției de deformare, dar incompletă. Deoarece, între două elemente consecutive ale deformatorului, arcul de curbură al inelului flexibil deformat, a continuat să varieze, în sensul măririi razei acestuia, a fost incrementat numărul de elemente ale deformatorului la opt.

Astfel, pentru simularea funcțională numerică cu element finit a unui angrenaj armonic cu două unde, având un deformator care să prezinte opt elemente simetric dispuse la  $45^{\circ}$

geometrice, evoluția deplasării elementelor deformatorului, va fi implementată după o lege, de asemenea, sinusoidală. Amplitudinea maximă vârf-la-vârf s-a pastrat la 0,6 mm pentru fiecare element. Elementele vor fi comandate în perechi cu un defazaj în timp de  $45^\circ$ . Elementele unei perechi sunt dispuse tot la  $180^\circ$ , unul față de celălalt, și vor executa o mișcare de deplasare radială spre exterior.

Figura 4.9 înfățișează graficele deplasărilor fiecărei perechi de elemente considerate: elementele 1 și 5 în a), 2 și 6 în b), 3 și 7 în c), 4 și 8 în d).

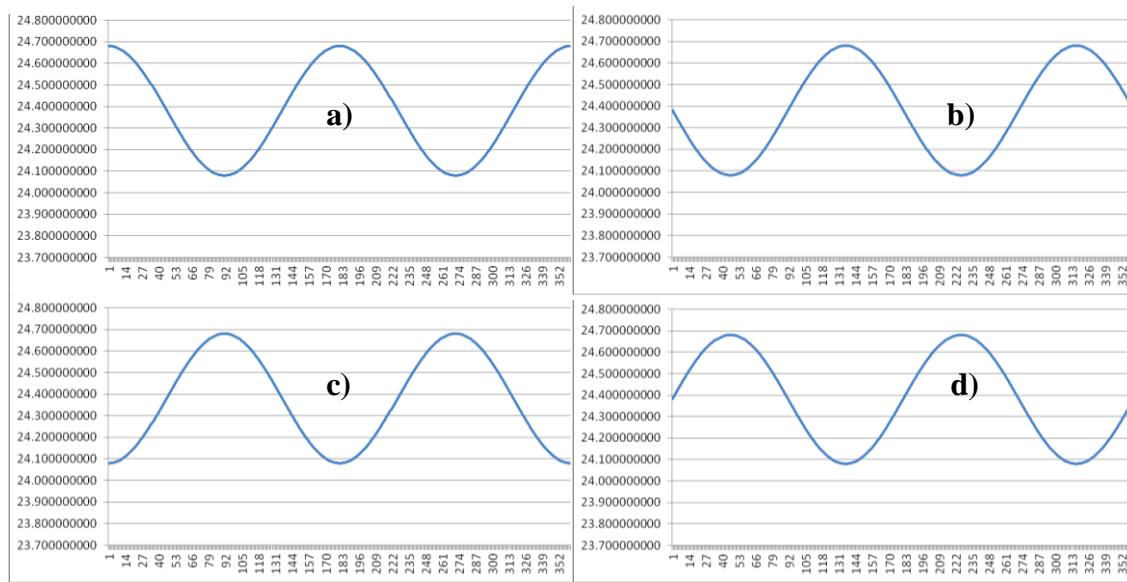


Figura 4.9 Evoluția deplasărilor specifice elementelor deformatorului armonic simulat

Simularea s-a realizat de tipul unei analize nonliniar-statice, impunându-se deplasările elementelor deformatorului armonic cu două unde, obiectivul fiind obținerea deformațiilor și tensiunilor, precum și funcționalitatea corectă a ansamblului angreanaj armonic.

Prin stabilirea interdependențelor geometrice și funcționale între elementele componente, a fost obținut ansamblul angreanaj armonic, sub forma finală (figura 4.10).

Prin aplicarea unei secțiuni longitudinale verticale și uneia orizontale, a fost realizată o detaliere dimensională, în locul unde forma eliptică a roții flexibile prezintă diametrul cel mai mic - detaliu vertical și acolo unde forma eliptică a roții flexibile prezintă diametrul cel mai mare - detaliu orizontal. Aceste secțiuni ale ansamblului sunt utilizate pentru o mai bună exemplificare a valorilor dimensiunilor care intervin în simulare. Prin intermediul acestor valori, a fost verificată corectitudinea asamblării și a valorilor specifice geometrice, determinate analitic.

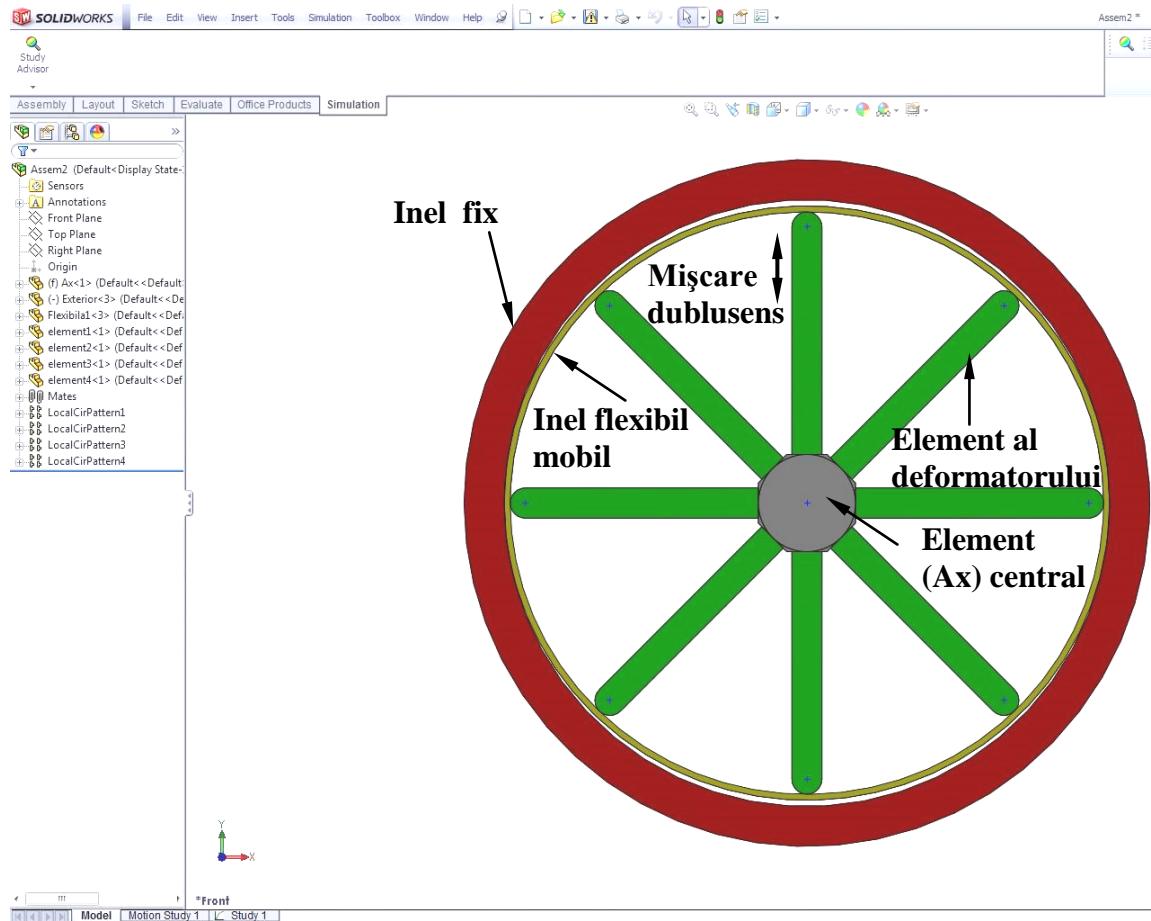


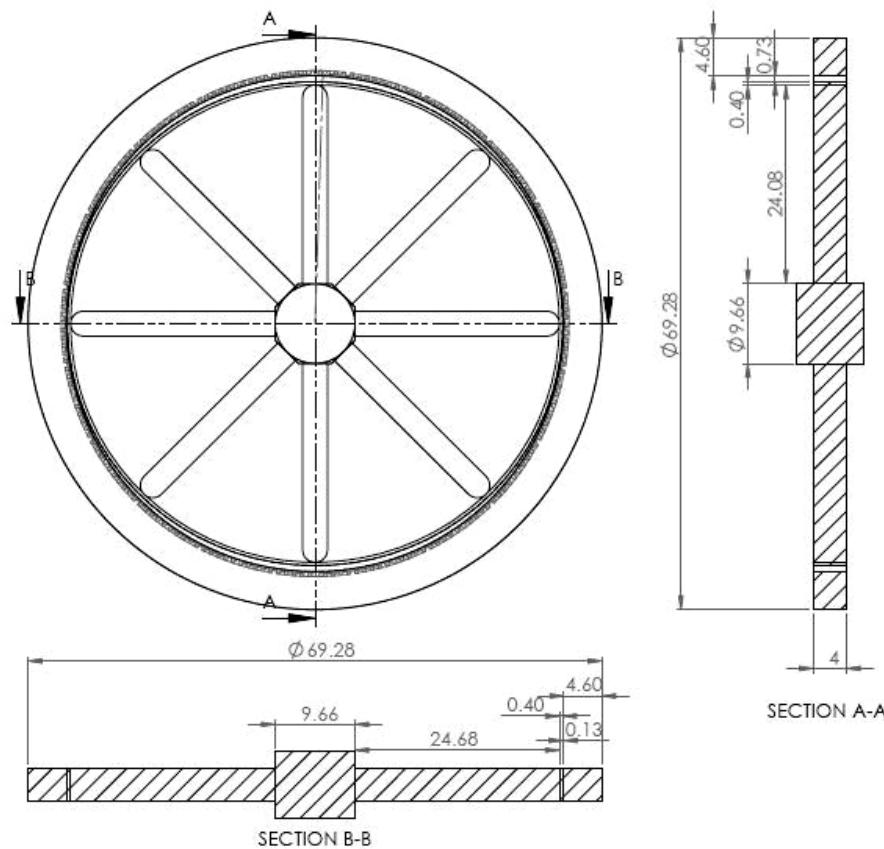
Figura 4. 10 Imaginea ansamblului armonic aflat în angrenare

Ansamblul angrenajului armonic cu două unde și secțiunile amintite mai sus, se prezintă în figura 4.11.

Proprietățile caracteristice modelului de simulare sunt:

- timpul de pornire, la 0 secunde;
- timpul de oprire, la 12 secunde;
- incrementarea automată a pașilor de analiză;
- se permit deformații mari și considerarea efectului termic, deplasări mari nu sunt permise;
- sunt incluse încărcări termice;
- temperatură pentru deformație zero, 298 K;
- tipul de analiză: Direct sparse;
- tehnica de iterare, NR (Newton-Rapson);
- metoda de integrare, Newmark.

Analiza de tip *Direct sparse*, este preferată în cazul unor contacte realizate prin arii multiple, iar aria de contact va fi găsită prin repetarea contactului între suprafețe. Acest tip de analiză numerică se execută prin rezolvarea directă și simultană a mai multor ecuații.



**Figura 4. 11 Detalierea dimensională a modelului angrenajului armonic**

Prin utilizarea solver-ului *Direct sparse*, dacă unitatea de procesare beneficiază de o memorie RAM destul de mare, analiza este efectuată mai rapid decât prin utilizarea solver-ului FFEPlus.

Între suprafața exterioară a inelului flexibil mobil și suprafața interioară a inelului rigid fix a fost definit tipul de contact fără penetrare. Același tip de contact a fost asumat și pentru contactele dintre suprafetele semicilindrice ale extremităților elementelor deformatorului armonic și suprafața interioară a inelui flexibil. Între toate celelalte suprafete, muchii și noduri, s-a prevăzut tipul de contact, *Bonded*. Acest tip de contact, presupune solidarizarea suprafeteelor aflate în contact, astfel încât suprafața comună este percepță ca având același mod de comportare pentru ambele elemente.

Figura 4.12 a) exemplifică locul contactului dintre suprafața semicilindrică a extremității unui element al deformatorului armonic și suprafața interioară a inelui flexibil. Constrângerile la care au fost supuse elementele componente ansamblului, sunt evidențiate în figura 4.12 b).

Singura componentă a ansamblului care a fost fixată, este roata rigidă. Inelului flexibil mobil i-a fost permisă rotirea în plan frontal și deplasarea de-a lungul circumferinței comune, în același plan.

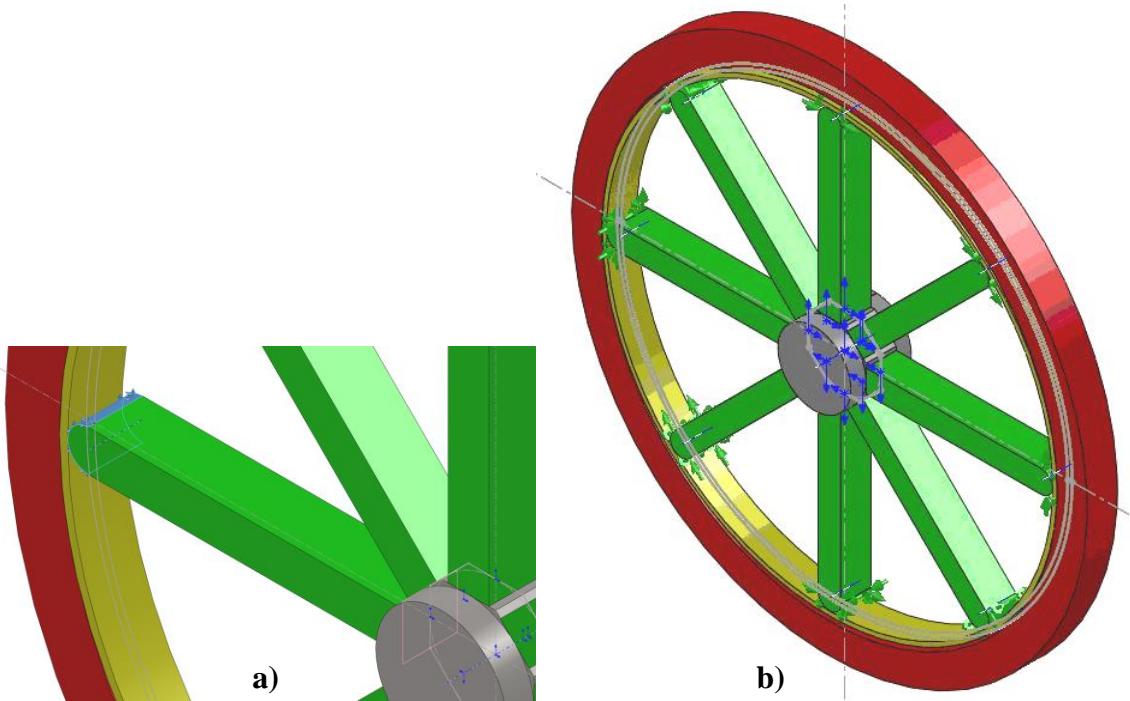


Figura 4. 12 Imaginea ansamblului cu exemplificarea constrângerilor și contactelor

Elementelor deformatorului le-a fost permisă doar deplasarea în lungul axei longitudinale, după legea sinusoidală exemplificată în figura 4.9. Elementul central, axul, a fost constrins, astfel încât să poată executa doar rotirea în jurul axei proprii.

Într-o primă fază, SolidWorws a realizat o evaluare a maselor și volumelor, specifice componentelor ansamblului, calculând, pe baza densității materialelor, greutățile corespunzătoare.

Forțele calculate ca fiind necesare deformării simulate cursive a inelului flexibil mobil sub formă de elipsă, în anumite stadii, sunt de aproximativ 6,5 N pentru menținerea razei celei mai mici a elipsei, până la 300 N pentru fiecare element care ajută la deformarea intermedieră a elipsei și 425 N pentru elementul care realizează deformarea maximă, adică raza mare a elipsei.

Bineînțeles că, forma grafică de evoluție a forțelor caracteristice de deformare, este sinusoidală, în concordanță cu evoluția deplasării, figura 4.9 a), b), c) și d).

Figura 4.13 prezintă o imagine a discretizării în elemente finite. Discretizarea a fost realizată de tipul *Solid Mesh*, opțiunea *Curvature based mesh*, 4 puncte Jacobiene stabilite în noduri, numărul de elemente finite fiind de 17099, iar cel al nodurilor de 5352, timpul de discretizare necesar 5 sec.

Pentru acest model cu opt elemente deformatoare, timpul de analiză și elaborare a rezultatelor simulării a fost de 15 zile. După acest interval de timp, simularea a fost finalizată cu succes. Ca urmare a acestui fapt, rezultatele la care vom face referire în continuare, sunt complete și exacte, constituind o bază reală, de referință, pentru stabilirea unor concluzii cu un nivel calitativ ridicat.

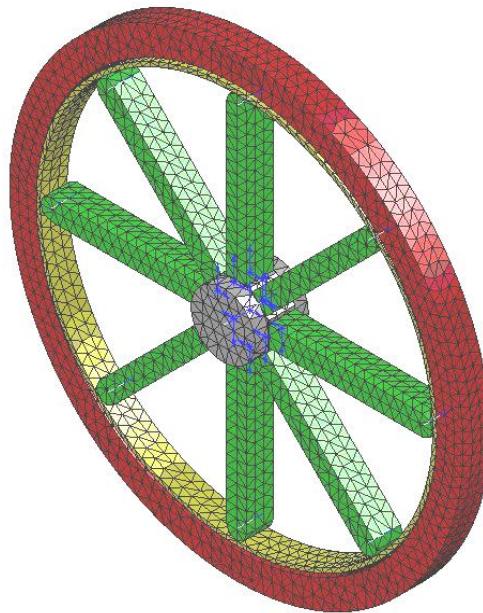


Figura 4. 13 Imaginea discrețizării ansamblului angrenaj armonic cu două unde

Forța de reacțiune rezultată echivalentă, pentru întreg modelul, a fost calculată la  $2,99 \cdot 10^{-3}$  N, momentul de reacțiune rezultat fiind nul.

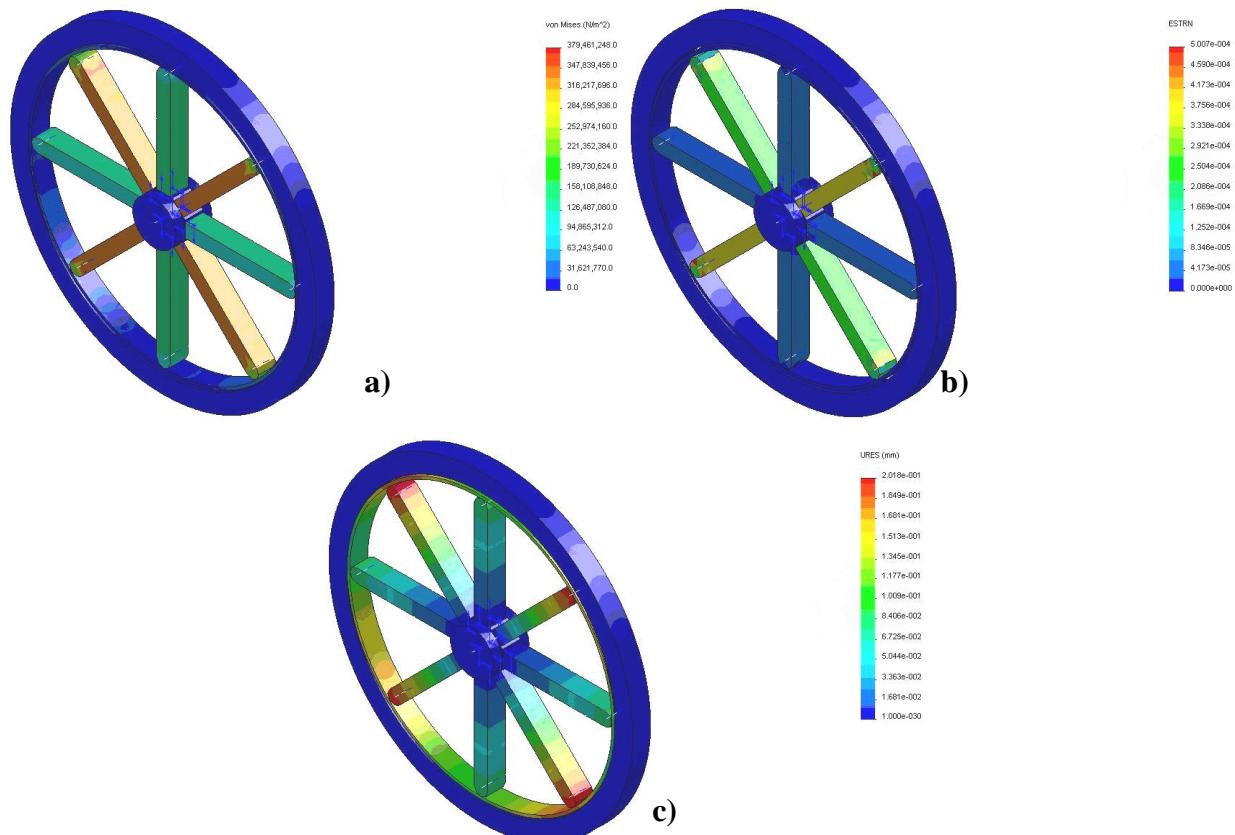


Figura 4. 14 Variația a) tensiunilor von Mises, b) deplasărilor și c) deformațiilor rezultate în urma simulării numerice a angrenajului armonic

În figura 4.14 a), se poate observa, că după o etapă a deformării, tensiunile maxime von Mises se manifestă în elementele deformatorului care au fost supuse deplasărilor mai mari, adică cele poziționate cu  $45^\circ$  după cele aflate de-a lungul axelor verticală și orizontală. Acestea acționează în sensul producării deformațiilor intermediare, în sensul deformării simulate a inelului flexibil până la limita maximă. Pe același considerent, deformațiile majore sunt atribuite tot acestor elemente, figurile 4.14 b) și c).

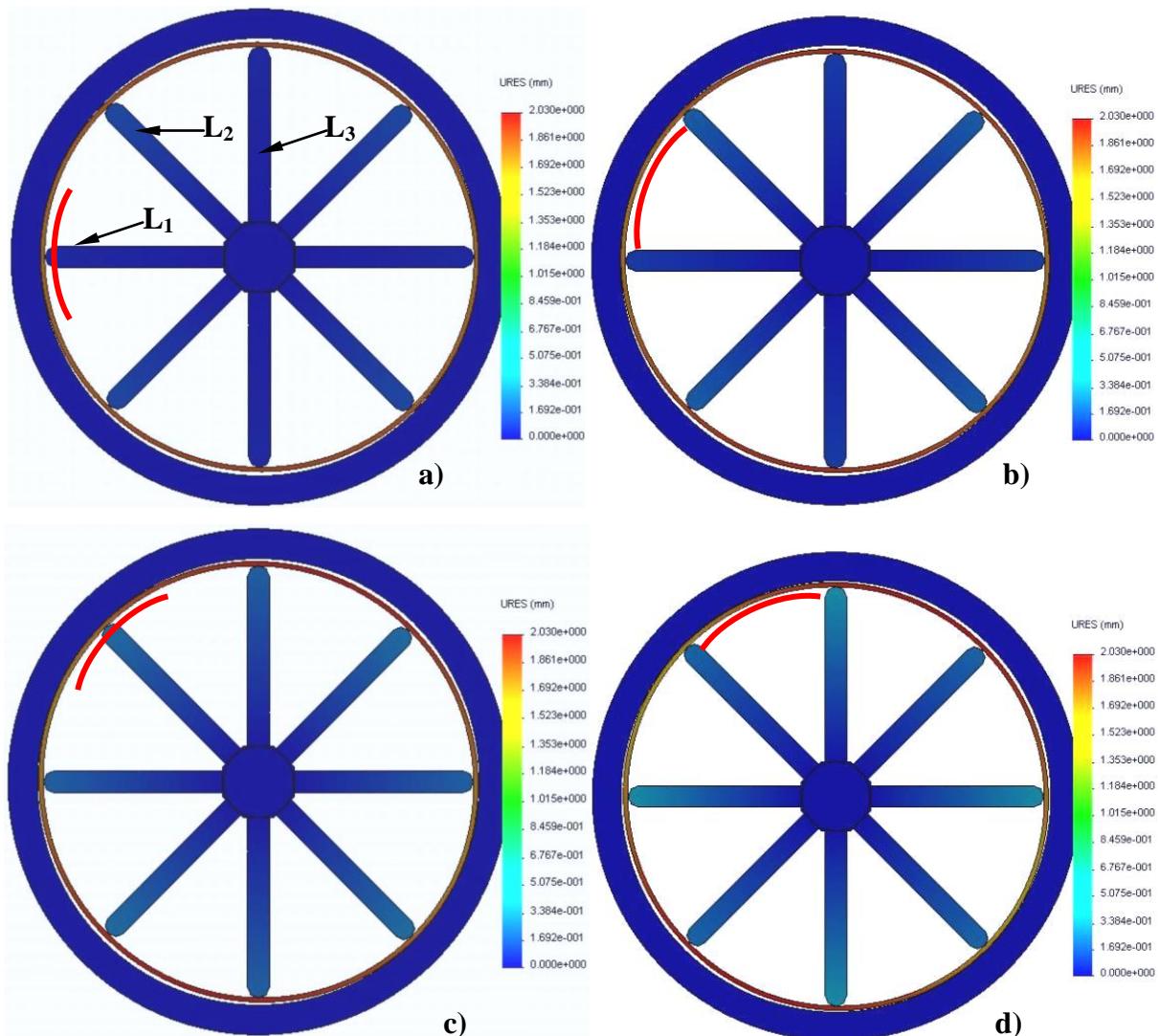


Figura 4. 15 Evoluția simulață a deformației inelului flexibil pentru un unghi de  $90^\circ$

Pentru a putea fi exemplificată mai ușor deformația inelului flexibil mobil, în figura 4.15 sunt prezentate imagini corespunzătoare a patru pași succesivi de deformare a acestuia. Se consideră doar mișcarea a trei elemente  $L_1$ ,  $L_2$  și  $L_3$ , indicate ca atare în figura 4.15 a), care a fost stabilită ca fiind momentul de început al mișcării de deformare. Prin arcul de cerc de culoare roșie, sunt indicate locurile succeseive unde se manifestă deformarea maximă a inelului flexibil. Astfel, elementul  $L_1$  în figura 4.15 a) produce deformarea maximă, aflându-se în punctul de maxim exterior al deplasării. Din acest moment, acesta va executa o mișcare descendentă radial, **ing. Ionuț - Viorel BIZĂU**

pe parcursul întregii perioade surprinse în cele patru imagini. Elementul L<sub>2</sub> execută deplasarea spre exterior, punctul maxim fiind surprins în figura 4.15 c), după care acesta se retrage radial spre interior. Figura 4.15 a), surprinde elementul L<sub>3</sub> în punctul de minim, acesta evoluând înspre maxim în celelalte imagini.

### **4.3 Concluzii și contribuții și personale**

#### **Concluzii**

Ținându-se cont de tipologia structurală novativă a acestui tip de angrenaj armonic cu deformator - activ din AMF, au fost concepute și simulate două tipuri constructive de TA. Primul tip constructiv a fost realizat după modelul unei TA reale, cu roată dințată fixă rigidă danturată pe interior și roată dințată flexibilă mobilă danturată pe exterior. Din cauza complexității structurale și a multitudinii de suprafețe care se puteau afla la un moment dat în contact, simularea acestui model a durat foarte mult timp și nu a fost finalizată pe considerentul prea multor grade de libertate, fapt semnalat de programul de simulare ca eroare. Considerându-se un model simplificat nedanturat al celor două roți, s-a realizat un nou model de simulare care a fost simulat cu succes.

Pe baza analizei și sintezei materialelor bibliografice a fost conceput un model de analiză numerică, folosind platforma de simulare mecanică cu element finit SolidWorks. Printr-o analiză non-liniară cu element finit a fost simulată funcționarea TA, printr-o deformare continuă a roții flexibile cu ajutorul unui deformator cu patru și opt elemente active, cărora li s-a impus o deplasare liniară de 0,6 mm după o funcție de variație sinusoidală.

Primul model de deformator - activ nu a reușit să demonstreze realizarea unei deformări continue și complete a elementului flexibil al TA pe întreaga circumferință. Cel de-al doilea model de deformator cu opt elemente active, a determinat o deformare continuă și completă a elementului flexibil, aşa cum se poate vedea în imaginile din cuprinsul acestui capitol.

În final se poate afirma cu certitudine că, prin implementarea numerică a unui model geometric al ansamblului angrenaj armonic cu două unde și prin structurarea unui model de simulare non - liniară statică, obținut prin stabilirea condițiilor adecvate de producere a două unde de deformare simulată continuu, realizate de deformatorul - activ armonic, a rezultat un model numeric funcțional al TA.

#### **Contribuții personale**

Modelul geometric al ansamblului TA a fost realizat, în mai multe variante, iar prin simularea acestora s-a putut demonstra funcționarea unui asemenea mecanism.

A fost determinată în analiza cu element finit funcția de deplasare a elementelor active ale deformatorului pentru a obține o deformare completă și continuă a elementului flexibil al TA.

Numărul minim de opt elemente necesare pentru a crea o deformare continuă a fost stabilit printr-un număr redus de simulări non - liniare statice.

## **Capitolul V. Proiectarea deformatorului armonic activ**

Atât timp cât prin deformarea roții flexibile este pe deplin demonstrată viabilitatea modelului de deformator - activ, iar deformarea continuă controlată prin algoritmi optimali ar implica mai degrabă o manifestare majoritară a domeniilor electronică, automatizări și calculatoare, în detrimentul celui mecanic, modelul cu opt elemente active a fost considerat ca fiind doar mai greu de realizat și mai puțin elocvent.

Astfel că, prin considerarea tuturor aspectelor de ordin tehnic și aplicativ pentru realizarea practică a deformatorului armonic activ cu două unde, s-a optat pentru realizarea acestuia cu patru elemente dispuse simetric la 90°. Deformarea sub formă de elipsă a fost obținută după cele două raze, cea mare și cea mică.

Proiectarea deformatorului armonic, presupune o parte de proiectare mecanică, o parte de proiectare de natură electrică și o analiză conceptual - structurală. Cele trei părți trebuie să fie combinate și chiar, unele dintre ele, repetitive, astfel încât prin optimizare conceptuală, să rezulte un model practic funcțional. Acest model de proiectare multidisciplinară este foarte des folosit în cercetare, mai ales pentru realizarea modelelor prototip și conceperea funcțională a acestora implică cunoștințe din multiple domenii.

Analiza conceptual - structurală permite stabilirea unui model conceptual funcțional și structurarea multidisciplinară a acestuia. Este stabilită implicarea părții mecanice și celei electrice, precum și complexitatea structurală necesară.

Proiectarea mecanică vizează conceperea geometrică a componentelor, analiza cinematică și a limitelor de poziționare a componentelor, probleme de rezistență mecanică și proiectarea structurii funcționale mecanice a ansamblului. Realizarea unei părți considerabile a acestor activități, se poate obține analitic și numeric, dar o altă parte trebuie să beneficieze de un important aport experimental și de experiență în executarea practică a componentelor ansamblului.

Proiectarea electrică, presupune stabilirea unui model teoretic adecvat de comandă a elementelor din AMF, care să țină seama de caracteristicile electrice ale acestora, posibilitățile reale de realizare a circuitului electric și echipamentele necesare implementării practice. Desigur, un important aport îl are partea experimentală și experiența celor implicați în cercetare. În capitolul VI, a fost descrisă și analizată în detaliu modalitatea electrică de comandă.

Proiectarea mecanică începe prin analiza geometrică a elementelor din AMF folosite pentru deformare.

## 5.1 Analiza geometrică a elementelor din AMF

Ca elemente active ale deformatorului cu două unde, au fost alese lamele actuatoare din AMF CuZn20Al16. Acestea au o formă de sector de inel, iar prin încălzire ele urmează să ajungă la o formă liniară. Dimensiunile geometrice și aspectul fizic ale elementului deformator sunt prezentate în figura 5.1. Transformarea de fază începe la  $40^{\circ}$  C și se termină la aproximativ  $100^{\circ}$  C, când și lucrul mecanic este maxim.

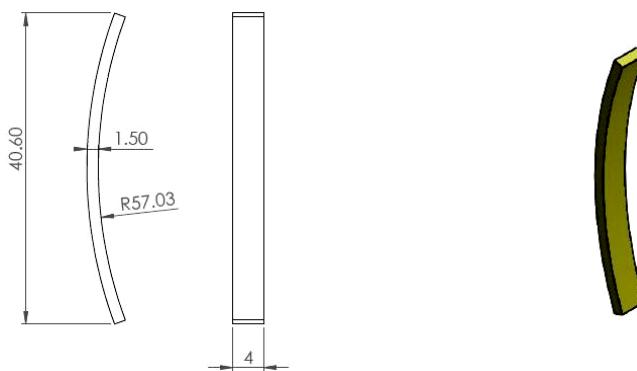


Figura 5. 1 Caracteristicile geometrice ale elementului deformator din AMF

Prin determinarea lungimii arcului fibrei medii a elementului deformator, se va obține lungimea maximă posibilă a acestuia, predicitonată după aplicarea procesului termic de încălzire (figura 5.2). Coarda fibrei medii a fost determinată prin măsurarea cu şublerul mecanic, ca având lungimea de 40,6 mm. Analitic, considerând grosimea arcului lamellar de AMF, coarda și unghiul la centru, s-a calculat lungimea arcului pe fibra medie la 41,26 mm. Lungimea reală a fost obținută prin măsurarea cu şublerul, în condițiile introducerii elementului deformator în apă clocoțită, la aproximativ  $90^{\circ}$  C. Acest procedeu s-a repetat de zece ori, valoarea medie măsurată fiind de 41,2 mm. De menționat este faptul că, vizibil elementul din AMF, chiar după o perioadă de 5 minute de menținere la temperatura de  $90^{\circ}$  C, nu s-a îndreptat perfect.

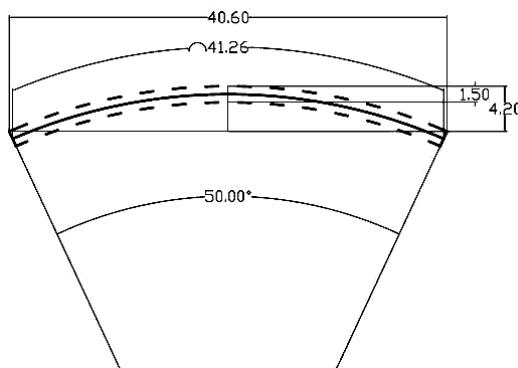


Figura 5. 2 Determinarea lungimii fibrei medii a arcului

Ținându-se cont de condițiile de conductibilitate electrică și de valorile analitice ale curentului maxim de conducție, necesar încălzirii elementelor deformatorului cu două unde, elementul central al acestuia trebuie să conducă electric un curent cu o intensitate maximă de aproximativ 180 A. De aceea, acesta a fost ales, într-o primă etapă, ca fiind din Cupru cu o formă geometrică inelară, având dimensiunile din figura 5.3. Dimensionarea fizică la valori cât mai reduse, reiese din necesitatea unei inerții termice cât mai scăzute. Secțiunea conductoare electric, astfel obținută, are valoarea de minim  $6 \text{ mm}^2$  și considerând forma inelară, aceasta devine dublă, adică  $12 \text{ mm}^2$ .

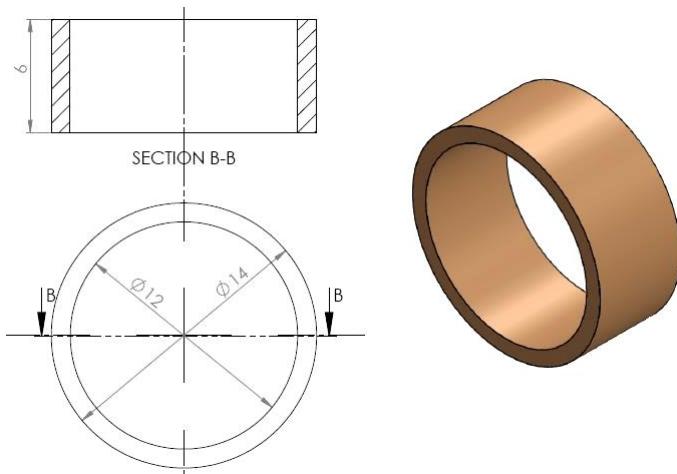


Figura 5. 3 Dimensiunile caracteristice inelului central al deformatorului

Pe inelul conductor central au fost dispuse conexoarele electrice ale elementelor deformatorului, la un unghi de  $90^\circ$ .

## 5.2 Proiectarea și realizarea conexoarelor electrice

Conexoarele electrice, elementele care realizează contactul electric dintre inelul central și elementele deformatoare, precum și între elementele deformatoare și conductoarele de legătură cu sursa de curent, au fost obținute prin deformarea plastică a conexoarelor electrice conținute în sirurile de cleme electrice de legătură. Conexoarele din cleme sunt realizate din Alamă, un material cu o bună conductivitate electrică. Acestea au fost secționate transversal, la jumătate din lungime, și deformate plastic pe partea opusă șurubului de fixare a conductorului, astfel încât să se obțină o porțiune interioară dreptunghiulară plană cu latura de 4 mm, egală cu latimea elementului deformator. După deformarea plastică, acestea au fost prelucrate mecanic, până s-a obținut celalătă latură a porțiunii dreptunghiulare la o valoare de 3 - 3,5 mm. Aria secțiunii astfel obținute, este și aria de contact între conector și element, să fie mai mare sau egală cu  $12 \text{ mm}^2$ .

Astfel, intensitatea maximă predicitonată a curentului electric de conducție prin secțiunea de contact, va fi de maxim 15 A / mm<sup>2</sup>. Tot pe considerentul reducerii inerției termice a conectorului, acesta s-a dimensionat geometric pentru minimul gabaritic, figura 5.4, a).

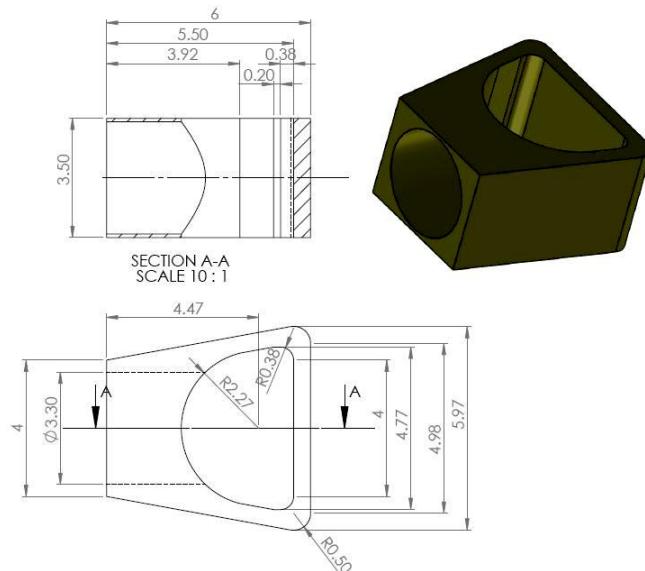


Figura 5.4 a) Dimensiunile geometrice ale conectorului electric de legătură

Figura 5.4, b) prezintă într-un mod structural unitar toate dimensiunile geometrice ale ansamblului deformatorului cu două unde, precum și dimensiunile conceptuale analitice ale acestuia.

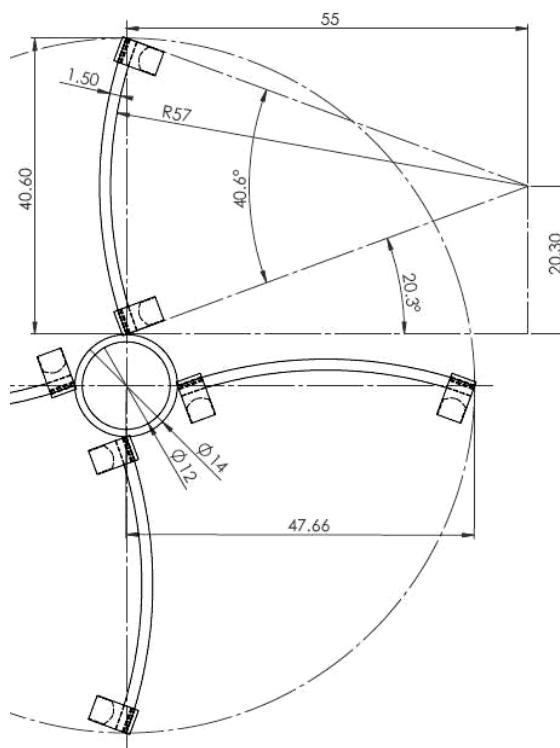


Figura 5.4 b) Caracteristicile geometrice ale deformatorului

### 5.3 Descrierea secvențială a modelului de comandă a elementelor deformatoare

Elementele deformatoare  $E_1$  și  $E_3$ , dispuse la  $180^\circ$ , sunt considerate în serie d.p.d.v. electric, fiind conectate între ele prin intermediul conectoroarelor  $C_1'$ ,  $C_3'$  și inelul central. Sarcina electrică astfel formată de rezistență electrică  $R_E$ , a fost alimentată de la sursa de curent prin conductoare de legătură și conectoroarele  $C_1$  și  $C_3$ . Acest circuit electric constituie prima secvență de comandă electrică. În figura 6.5 intensitatea curentului electric de comandă corespunzător este notată cu  $I$  și reprezentată, ca direcție și sens, prin săgeți arcuite continue de culoare roșie. Cealaltă secvență de comandă, se realizează prin intermediul curentului  $I'$  și sarcinii constituite  $R_E'$  din elementele  $E_2$  și  $E_4$ , conectate cu ajutorul conectoroarelor  $C_1'$ ,  $C_3'$  și inelul central, iar alimentarea facându-se prin conductoare de legătură și conectoroarele  $C_1$  și  $C_3$ .

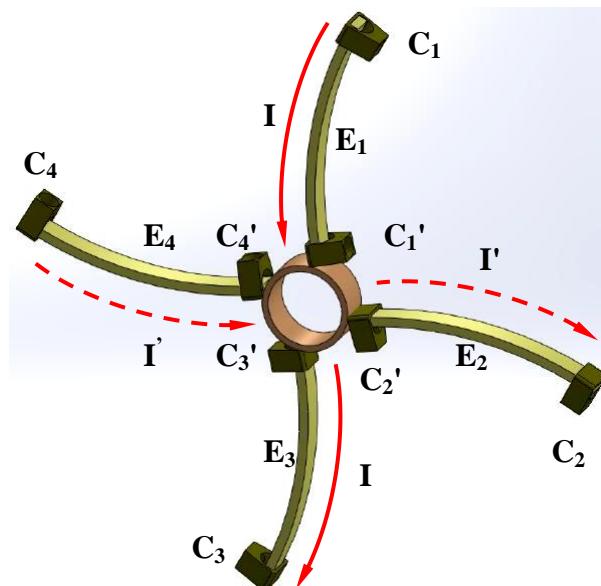


Figura 5. 5 Indicarea modului bisecvent de comandă în curent a deformatorului

Datorită similitudinii constructiv - geometrice, s-a apreciat că cele două sarcini  $R_E$  și  $R_E'$  sunt egale, bineînțeles, la fel și intensitățile curenților curenților de conducție  $I$  și  $I'$ .

### 5.4 Proiectarea și realizarea practică a elementului central

Fixarea conectoroarelor  $C_1'$ ,  $C_2'$ ,  $C_3'$  și  $C_4'$  pe suprafața exterioră a inelului central s-a realizat prin cositorire. Datorită materialului inelului central, care conduce termic foarte bine, montarea precisă a conectoroarelor din Alamă prin cositorire a fost imposibil de realizat practic. Chiar prin realizarea unei matrițe de susținere și pastrare a poziției tuturor elementelor care urmau să fie fixate, acestea nu au putut fi asamblate corespunzător.

Din cauza acesta, s-a recurs la modelarea unui alt concept de element central, care să realizeze inclusiv contactul electric central al tuturor elementelor. Imaginea modelului dimensional al ansamblului deformatorului, prevăzut cu noul model geometric al elementului central este prezentată în figura 5.6.

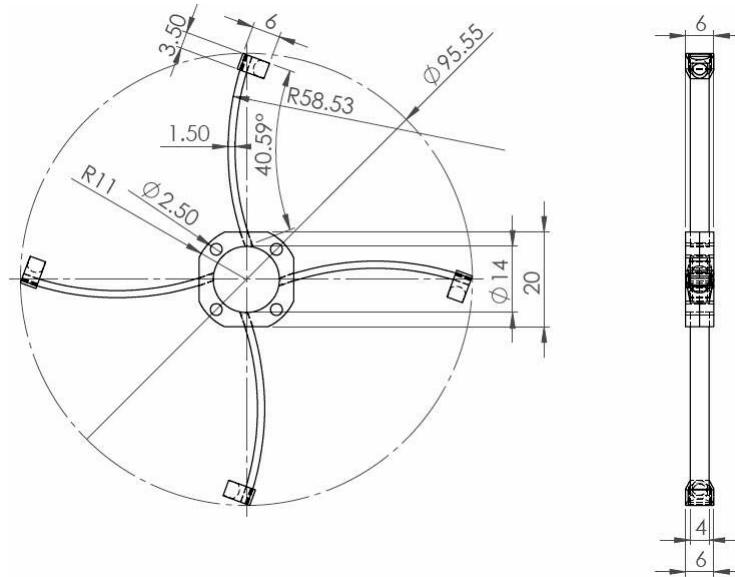


Figura 5.6 Modelul dimensional al ansamblului cu un alt concept al elementului central

Deși, avantajele noului model de element central sunt notabile, se observă că, celalalt capăt al elementelor deformatoare, în stare deformată, se va deplasa pe perimetrul circular exterior, fapt nedorit.

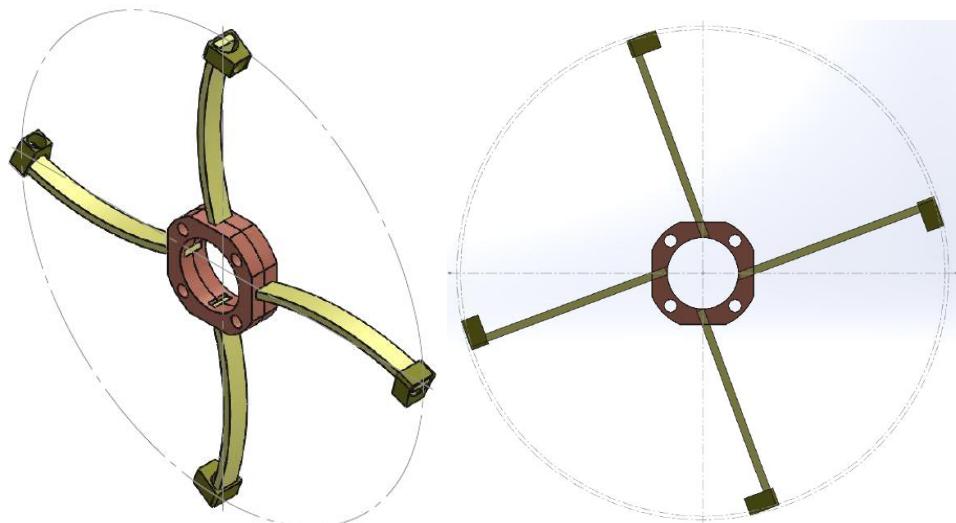
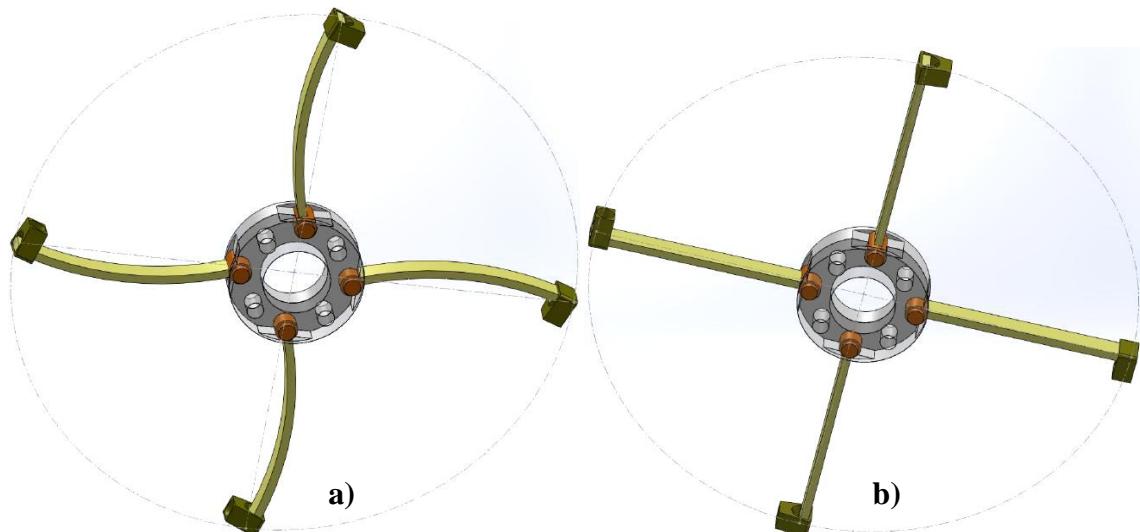


Figura 5.7 Exemplificarea celor două stări limită ale deformatorului

Pentru a elmina acest aspect nefuncțional, a fost conceput un alt model care permite rotirea capătului interior al elementului deformator, permitându-i un grad de libertate și realizând **ing. Ionuț - Viorel BIZĂU**

o cuplă de rotație plană. Astfel, elementul central și cele patru conectoare centrale ale elementelor deformatorului formează patru couple plane de rotație. Acestea sunt prezentate în figura 5.8 a) în stare normală, nedeformate, iar în figura 5.8 b) în stare deformată, după acțiunea efectului termic, unde, pentru o mai bună edificare, o jumătate în secțiune frontală a elementului central a fost făcută transparentă.



**Figura 5. 8 Noul concept funcțional al elementului central al deformatorului**

Pe considerentul diminuării inerției termice introduse de elementul central nou conceput, cu un gabarit considerabil mai mare, acesta a fost realizat din PTFE (PoliTetraFluoroEtilenă), ușual denumit Teflon. Acest material oferă o rezistență mecanică suficientă, o stabilitate și izolare termică bună, prelucrare mai ușoară, decât în cazul metalelor, și auto-lubrifiere în locurile care prezintă mișcări relative de rotație.

În vederea realizării contactului electric între două elemente din AMF ale deformatorului, în sensul inserierii acestora, conectoarele centrale au fost interconectate prin intermediul unor conductoare multifilare flexibile, special destinate conducerii curenților de intensități mari. Aceste conductoare vor fi lipite de conectoarele centrale prin cositorire, pentru fiecare pereche de elemente pe o altă parte a elementului central.

## **5.5 Dimensionarea, optimizarea și realizarea conectoarelor electrice centrale**

Conectoarele electrice centrale au fost proiectate în două etape, prima etapă conceptual – funcțională, figura 5.9 a) și cea de-a doua după optimizare, unde s-a avut în vedere posibilitatea realizării practice, figura 5.9 b).

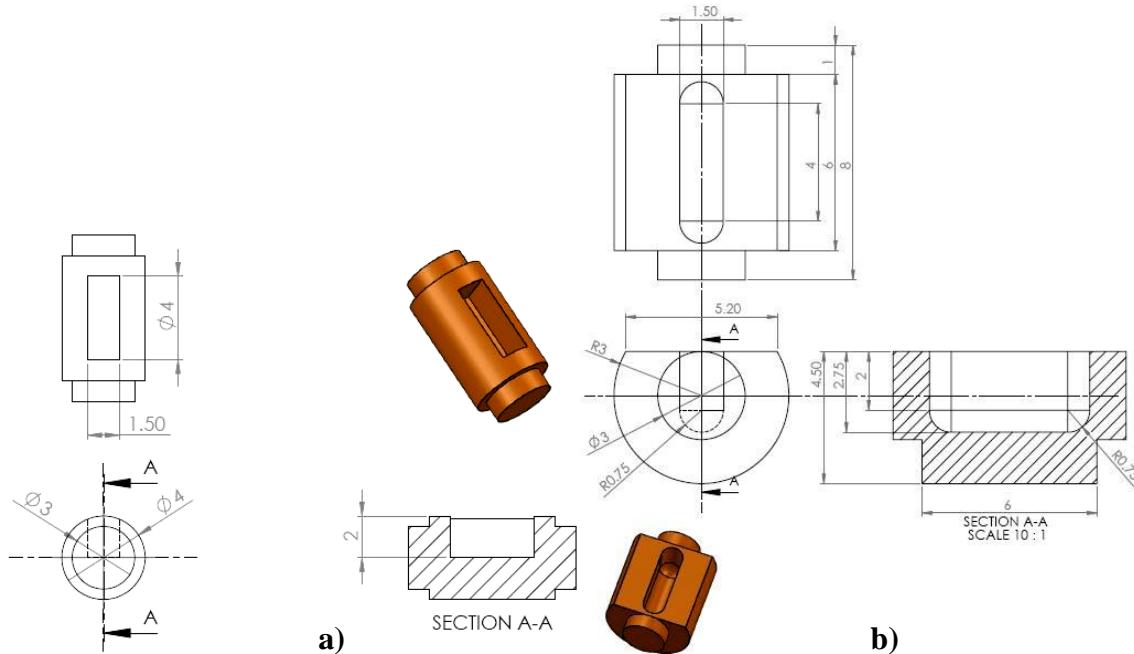


Figura 5. 9 Caracteristicile dimensionale corespunzătoare celor două modele de conectoare electrice centrale

Primul concept prezinta posibilitatea funcționării mecanice, dar datorită dimensiunilor, etapelor necesare de procesare practică și echipamentele disponibile, a rezultat imposibilitatea practică de obținere a canalului în care urma să fie montat elementul deformator. Materialul folosit pentru conectoarele centrale, a fost Alama, care spre diferență de Cupru, prezintă o rezistență mecanică mai mare și, datorită acesteia, se poate prelucra mai ușor la asemenea dimensiuni. D.p.d.v. al conductibilității electrice, Alama se apropie foarte mult de Cupru, prezentând, totodată, și coeficienți termici de dilatare mai mici.

Prelucrarea conectoarelor centrale s-a realizat pe strung, folosindu-se ca material de bază o bară din Alamă cu diametrul exterior de 6 mm și lungimea de 120 mm.

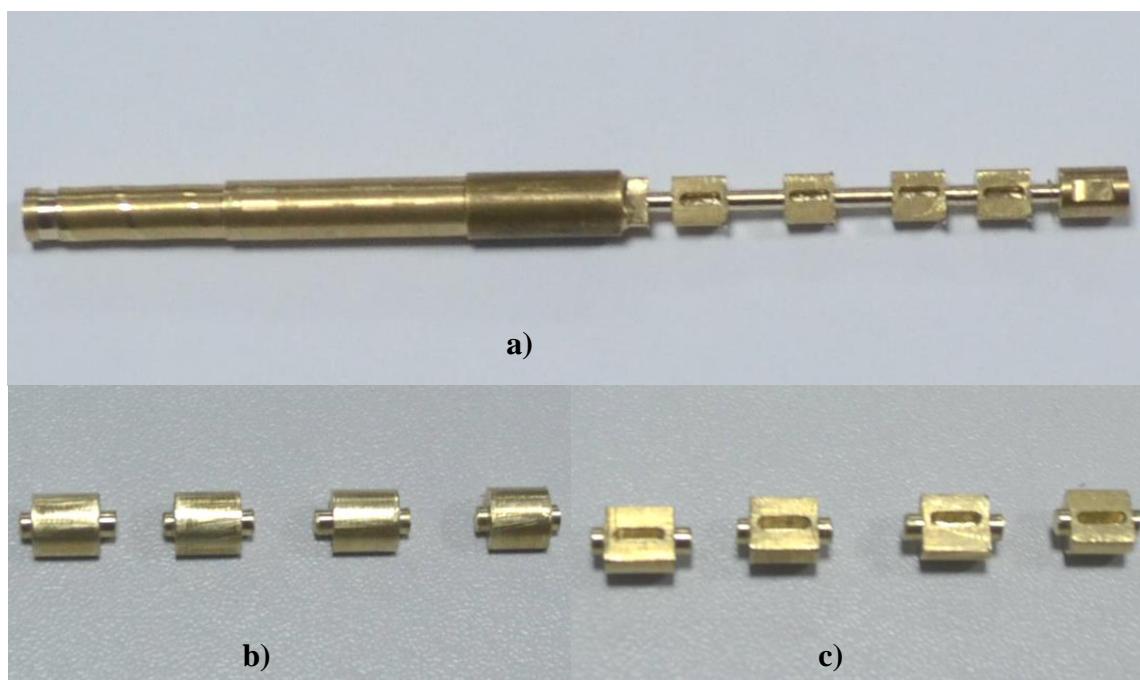
Inițial, procedeul de prelucrare a presupus, realizarea diametrelor cilindrice exterioare ale conectoarelor, iar mai apoi debitarea semifabricatelor la lungimea corespunzătoare (figura 5.10).



Figura 5. 10 Primul model de contacte centrale mobile

După debitare, s-a urmărit practicarea canalelor de introducere a elementelor din AMF, însă, nu a fost posibilă o referențiere corespunzătoare a frezei cu comandă numerică pe trei coordonate folosită pentru această procedură.

În vederea unei prelucrări mai ușoare, la proiectarea modelului final al conectoroarelor centrale, s-a avut în vedere un diametru exterior de 6 mm, și practicarea unei teșituri care să conducă la obținerea unei suprafețe plane de 5,2 mm lățime, figura 5.11 a). Această suprafață permite o referențiere adecvată pentru realizarea canalului de introducere a elementului deformator.



**Figura 5. 11 Diferite faze ale prelucrării contactelor centrale mobile finale**

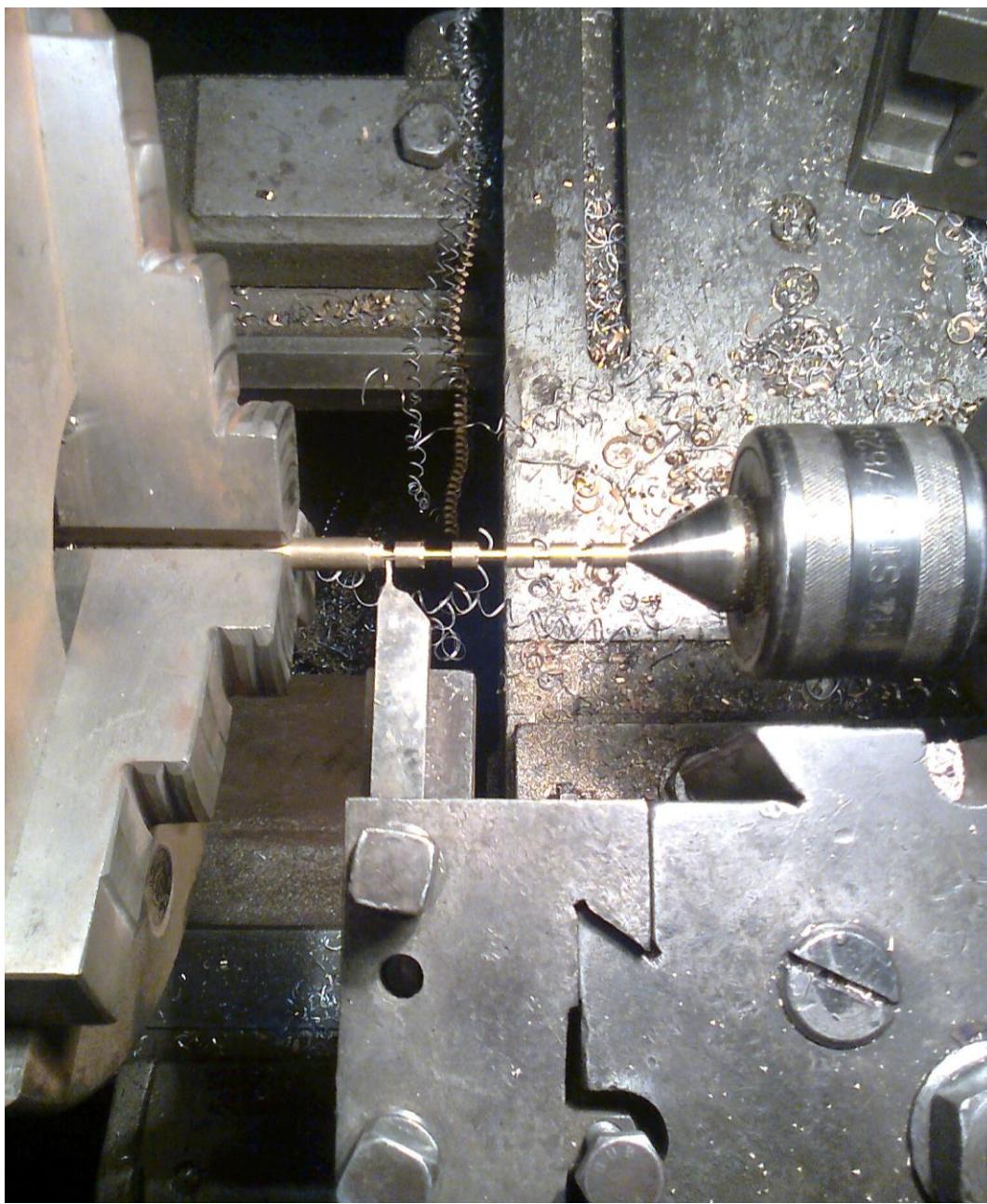
Materialul primar din care au fost prelucrate conectoroarele centrale, a constat dintr-o bara de Alamă cu diametrul exterior de 8 mm și o lungime totală de 180 mm. Figura 5.11, a), pune în evidență o etapă intermedie de prelucrare a contactelor centrale, până la care s-a strunjit diametrul de 6 mm pe o lungime de 50 mm.

Teșitura realizată în vederea obținerii suprafeței plane cu lățimea de 5,2 mm, a fost făcută radial pe o rectificare de 1,5 mm, prin frezare. Mențind ca referință zero pe axa Z planul obținut, s-au prelucrat canalele aferente introducerii elementelor deformatorului, cu ajutorul unei freze cu cap rotund și raza de 0,75 mm, vezi figura 5.11 a).

Diametrele intermedii de 3 mm au fost realizate pe rând, din mai multe trekeri, la fiecare trecere adâncimea de strunjire fiind de 0,1 mm, iar deplasarea longitudinală efectuându-se cu 0,05 mm/s. Cuțitul de strung folosit pentru practicarea canalelor diametrale de 3 mm a avut o grosime de 1 mm.

După debitarea și finisarea corespunzătoare a celor patru elemente de contact centrale, acestea sunt prezentate detaliat, în două imagini b) și c) ale figurii 5.11.

Trebuie menționat un aspect deosebit de important, referitor la procesul de prelucrare, și anume că, datorită lungimii de prelucrare considerabile, naturii materialului prelucrat și diametrelor intermediare mici, vitezele de prelucrare au fost foarte mici, a trebuit acordată o atenție foarte mare și, de aceea, timpul prelucrării intermediare, corespunzător etapei prezentate în figura 5.12, a fost de aproximativ 7 ore, procedura realizându-se fară pauze.



**Figura 5. 12 Etapă preliminară a prelucrării pe strung a conexoarelor centrale**

Prelucrarea conexoarelor centrale a fost efectuată pe un strung normal tip SNA 500, figura 5.12, faricat de Uzina de Strunguri Arad.

Strungurile normal tip SNA 500, sunt strunguri de mărime medie, având diametrul maxim de prelucrare peste ghidaje de 500 mm, iar puterea instalată pentru acționarea mișcării principale de 7,5 sau 10 kW. Ele pot fi utilizate cu deosebită eficiență, atât pentru lucrările unicat, cât și în cele de serie mică sau mijlocie, în cazul prelucrărilor în universal sau între vârfuri.

## 5.6 Proiectarea, optimizarea și realizarea elementului central

Elementul central s-a prelucrat prin frezare pe trei coordonate, folosindu-se modelul piesei proiectat cu ajutorul platformei software SolidWorks. Acesta a fost realizat din două părți identice care s-au asamblat „în oglindă”, așa cum se evidențiază în figura 5.13 a) și b).



Figura 5.13 Primul model de element central cu contacte centrale mobile

Figura 5.14 prezintă desenul de execuție al elementului central după optimizare, cu evidențierea dimensională corespunzătoare.

Elementul central a fost redimensionat, așa cum se poate vedea în figura 5.14, prin considerarea modificărilor diametrelor contactelor centrale și măririi grosimii prelucrate cu 1 mm.

Diametral și echidistant, au fost prevăzute 4 găuri străpunse cu diametrul de 3 mm, acestea fiind necesare asamblării celor două părți componente ale elemntului central.

Freza cu comandă numerică din figura 5.15 este de tip PFE 500 PX și are un volum de prelucrare descris prin cele trei coordonate: X - 720 mm, Y - 1570 mm și Z - 135 mm. Pasul minim de prelucrare este de 0,0025 mm, iar acuratețea maximă la repetare fiind de  $\pm 0,025$  mm.

Cu acest echipament se pot freza și grava: metale moi, Bronz, Aluminiu, oțel, plastic și lemn, depinzând de capetele de freză folosite. Totodată, se mai poate folosi la finisarea metalelor, dezisolarea și decuparea materialelor foarte subțiri.

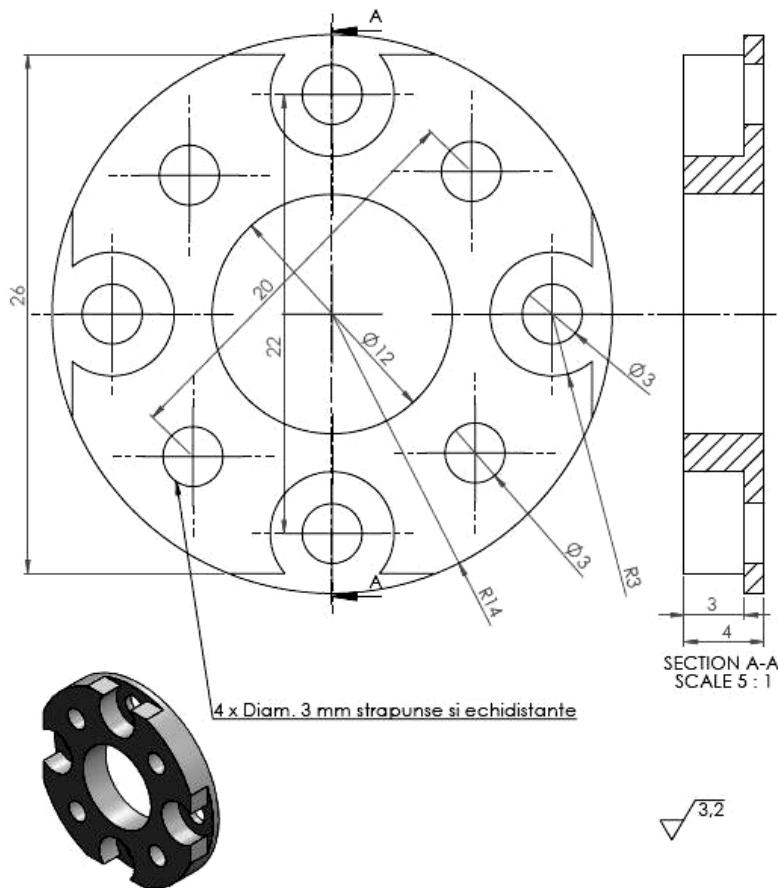
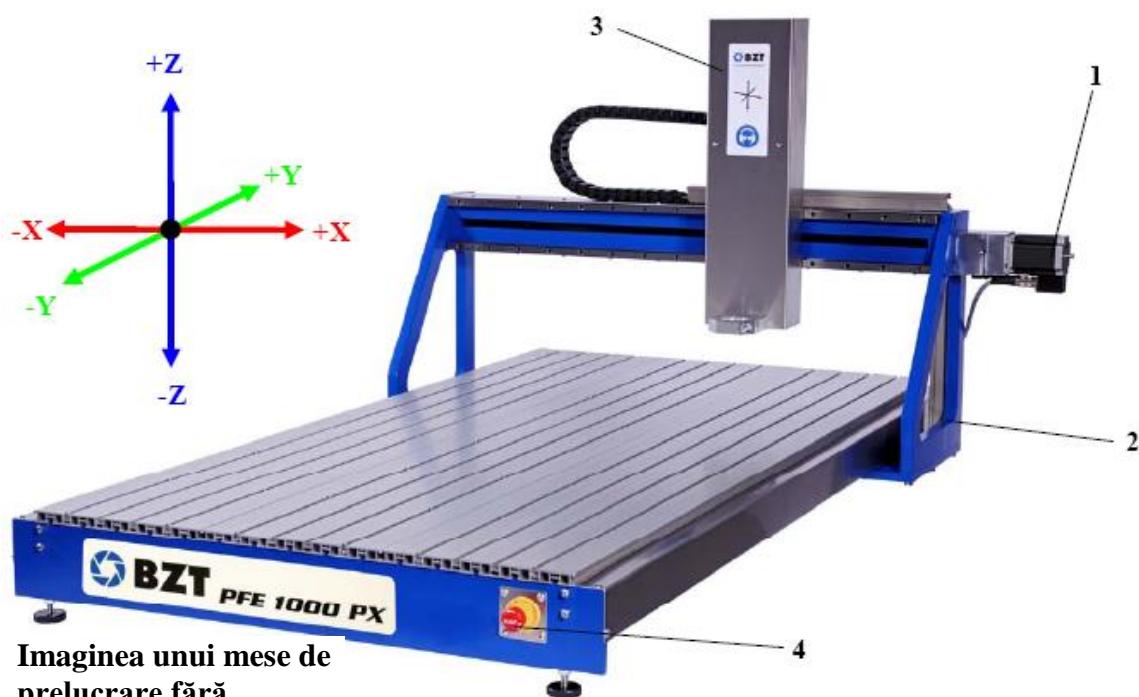


Figura 5. 14 Desenul de execuție al elementului central după optimizare



Imaginea unui mese de prelucrare fără accesorii optionale

Figura 5. 15 Imaginea mesei - suport de prelucrare

Deplasarea pe cele trei coordonate se face cu ajutorul a trei servo motoare pas-cu-pas:

1. servo motoar pas-cu-pas pentru deplasarea pe axa X;
2. servo motoar pas-cu-pas pentru deplasarea pe axa Y;
3. servo motoar pas-cu-pas pentru deplasarea pe axa Z;
4. Buton de declanșare a opririi de urgență.

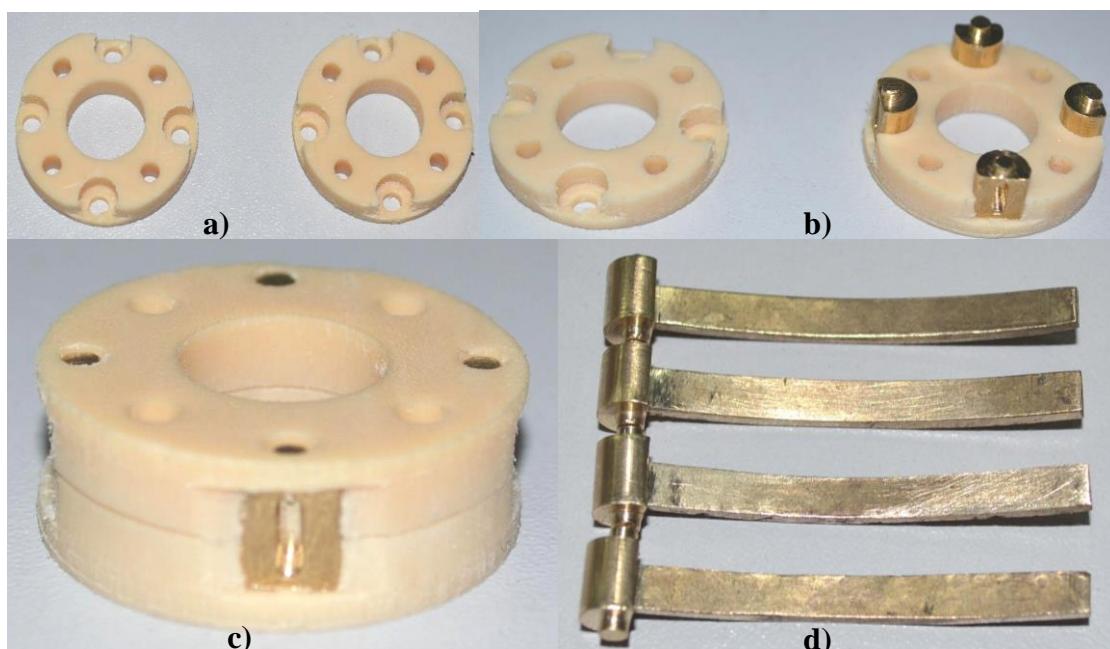
Motorul folosit la frezare este de tip pas-cu-pas necesitând un curent de 4,2 A per pas, sau optional se poate monta unul de 6 A, unghiul specific unui pas este de  $1,8^\circ$ , ajustarea posibilă a acestuia în jugul de prindere fiind de maxim 10 mm pe axe X și Y, iar pe Z de 5 mm.

Pentru a fi folosită la frezare, gravare sau decupare, echipamentul necesită urmatoarele componente:

- softul, programul, care transformă un computer normal într-un controller numeric universal al motoarelor pas-cu-pas;
- controllerul hardware pe trei canale pentru activarea motoarelor;
- unealta port sculă și scula de prelucrare, pentru procesarea materialelor sau pieselor.

Pentru o prelucrare adecvată a componentelor elementului central, viteza de rotație a capului frezei cu comandă numerică a fost scăzută la 18.000 rot/min și adâncimea de prelucrare pe fiecare trecere a fost adoptată de 0,5 mm. O viteză mare de rotație, aşa cum a fost observat, conduce, în cazul materialelor plastice, la topirea superficială a materialului, încărcarea prematură a sculei de frezare și o prelucrare necorespunzătoare a piesei.

După prelucrare prin frezare și finisare, părțile componente ale elementului central sunt prezentate deașa, într-o singură imagine, în figura 5.16.



**Figura 5. 16 Elementele constitutive ale deformatorului - activ din AMF**

Figura 5.16 b), prezintă un detaliu corespunzător primei etape de asamblare, când conectoarele centrale sunt plasate în lăcașurile special destinate prin proiectare.

Asamblarea completă a elementului central, după montarea celor două componente ale elementului central și fixarea celor patru conectoare centrale, este mărită corespunzător și arătată în figura 5.16, c).

Elementele din AMF sunt inserate în canalele special prevăzute în conectoarele centrale prin presare, după ce în prealabil conectoarele au fost încălzite un timp foarte scurt pentru a se dilata. Astfel, fixarea celor două componente este rigidă mecanic și prezintă un contact electric ferm și corespunzător. Figura 5.16 d) înfățișează imaginea acestora după asamblare.

## 5.7 Asamblarea deformatorului armonic activ

Figura 5.17 prezintă imaginea deformatorului armonic cu două unde, realizat conceptual cu patru elemente deformatoare din AMF având un profil arc de cerc, în faza premergătoare asamblării mecanice complete.

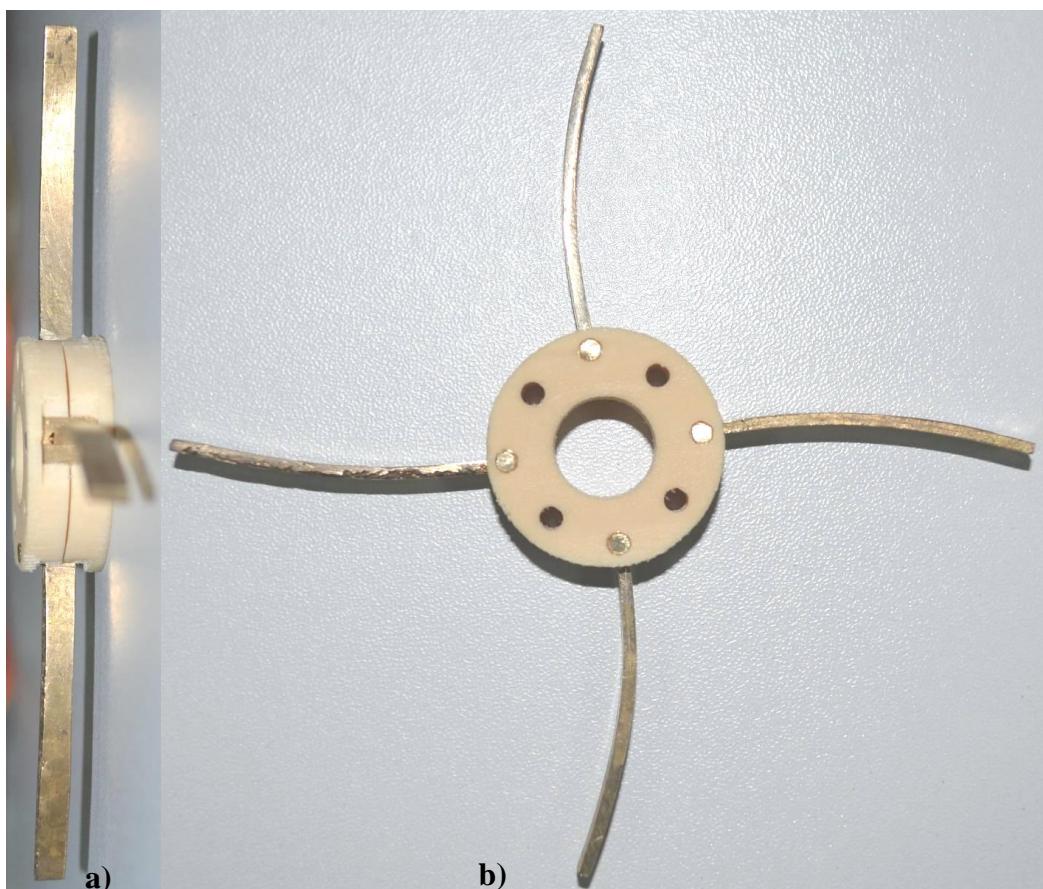


Figura 5. 17 Faza premergătoare asamblării complete a deformatorului

În acastă fază de preasamblare, componentele deformatorului au fost supuse unui proces de finisare superficială cu pâslă pentru realizarea unor corecții adecvate ale dimensiunilor geometrice.

Asamblarea elementelor deformatoare fixate în conectoarele centrale s-a facut cu atenție, urmărindu-se comportamentul corespunzator la rotire al conectoarelor, fără să comporte mișcări sacadate sau frecări inutile.

Prin aplicarea unui strat pelicular, foarte sibțire, de lubrifiere cu vaselină siliconică, pe suprafețele care urmează să fie solicitate prin mișcare relativă, a fost urmărită diminuarea forței de frecare și obținerea unei izolări termice cât de mici, între suprafața metalică a conectoarelor centrale din Alamă și elementul central din PTFE.



**Figura 5. 18 Imagini ale ansamblului deformatorului cu patru elemente din AMF**

Punerea în evidență a ansamblului deformatorului, după asamblarea completă, este realizată prin intermediul imaginilor a) și b) corespunzătoare figurii 5.18. Asamblarea deformatorului a fost efectuată cu atenție, iar mobilitatea elementelor deformatoare, dată de couplele de rotație plane, a fost urmărită cu minuțiozitate, acestea fiind supuse unor mișcări repetate, în vederea determinării comportamentului acestora la temperatura normală din încăpere de 18 - 20° C.

Deformatorul a fost supus încălzirii cu flux de aer cald, până la o temperatură de 85 - 90° C, repetându-se teste de mobilitate ale elementelor componente cuprelor de rotație. Spre deosebire de teste fără lubrifiere cu vaselină siliconică, când la creșterea temperaturii, în

cuplule de rotație aderența dintre supafețe s-a mărit, testele cu lubrifiere au scos în evidență o mobilitate mult mai bună, atât la temperatura normală, cât și la temperaturi mari.

## **5.8 Concluzii și contribuții și personale**

### **Concluzii**

Realizarea practică a modelului de deformator - activ din AMF vine în sprijinul temei abordate prin demonstrarea funcțională a prototipului novativ de transmisie armonică.

Prin abordarea etapizată și structurată a proiectării deformatorului au fost evidențiate aspecte importante de ordin analitic, practic și organizatoric:

- importanța și relevanța creării unui cadru multidisciplinar de cooperare între colectivele de cercetare;
- dobândirea de noi cunoștințe tehnico - aplicative care au condus la rezolvarea anumitor probleme cu grade diferite de dificultate;
- informațiile și modalitățile de soluționare a anumitor etape pot fi de folos celor care vor dori să abordeze pe mai departe această oportunitate de cercetare;
- acest model de deformator se constituie într-un punct de plecare care oferă informații importante, dar și multiple oportunități de îmbunătățire, prin aceasta constituindu-se într-o importantă provocare pe plan tehnico - științific.

### **Contribuții personale**

Modelul de deformator armonic - activ cu patru elemente a fost proiectat, optimizat și realizat practic. De asemenea, au fost evidențiate etapele de proiectare și optimizare conceptuală și funcțională, precum și etapele semnificative din realizarea practică a acestuia.

## **Capitolul VI. Determinarea experimentală a valorilor parametrilor cinetostatici funcționali ai generatorului.**

Modelul cinetostatic funcțional al deformatorului - activ presupune determinarea valorică a parametrilor statici ai elementelor constituente din AMF, în acest caz forțe, care produc și susțin mișcarea, respectiv deplasări prin care se produce deformarea roții flexibile.

A fost evidențiat prin modelare numerică faptul că funcționarea corectă a deformatorului cu două unde constă în realizarea unei deformații continue, iar ca efect al acesteia se produce o angrenare continuă și uniformă.

AMF acționează ca urmare a variațiilor la anumite valori a temperaturii induse. Modul de control al temperaturii se poate face prin intermediul anumitor fluide, a inducției electomagnetice sau prin conducție electrică.

Considerând tipologia structurală și geometria deformatorului - activ, fluxul controlat de fluid este foarte greu de aplicat în acest caz. Astfel, faptul că elementele deformatorului trebuie să încălzite până la o temperatură de 90 - 95° C, iar disponerea spațială a acestora și modul de funcționare predilectă, în cadrul deformatorului, nu permite o izolare termică eficientă, s-a concluzionat că fluxul de aer Cald sau orice alt fluid sunt excluse. Datorită dimensiunilor fizice ale deformatorului, o izolare termică adecvată ar interacționa mecanic cu deformatorul și ar împiedica, astfel, funcționarea acestuia. O izolare termică precară ar determina încălzirea elementelor vecine elementului comandat și s-ar obține o funcționare incorectă a deformatorului.

Tot pe aceleași considerente geometrice și structurale inducția electomagnetică ar complica foarte mult conceperea și realizarea deformatorului. În plus, pentru situația dată distribuția gradientului de temperatură ar fi neuniformă și, implicit, AMF nu ar fi corespunzător solicitat.

Prin urmare, a fost preferată încalzirea elementelor prin efect Joules-Lenz, efect obținut ca urmare a parcurgerii elementelor de către un curent electric. Valoarea intensității curentului electric prin AMF va crea gradientul de creștere a temperaturii. Astfel că, pentru etapa de ridicare a valorii temperaturii trebuie determinată dependența acesteia de intensitatea curentului electric de conducție.

Controlul intensității curentului electric a fost realizat cu ajutorul unui model rezistiv de circuit electric, care implică o sursă adecvată de energie electrică și elemente adiacente de circuit. Circuitul electric trebuie să satisfacă câteva cerințe inițiale, să fie simplu, dar funcțional, să asigure furnizarea unui curent mare, ca urmare a unei diferențe de potențial scăzute.

Etapa de răcire va fi considerată sub aspect simplu și funcțional. Pentru aceasta se va folosi un ventilator de 12 Vcc (Volți curent continuu), care se poate găsi în componența sursei de alimentare a orcării PC. Ventilatorul va asigura fluxul de răcire prin convexie, pe baza vehiculării aerului din încăperea destinată realizării experimentelor. Tot pentru etapa de răcire a fost propusă și racirea liberă, fără flux forțat de aer.

## 6.1 Modelul electric rezistiv al circuitului electric de comandă al elementelor din AMF

Într-o primă etapă, pentru a avea o primă valoare de referință a rezistenței electrice a elementului din AMF și datorită valorii extrem de mici a acesteia, s-a încercat aprecierea prin modelarea rezistivă în funcție de procentajul fiecărui material component, aria secțiunii și lungimea fibrei medii a acestuia. Astfel, a fost formulat un model virtual de trei rezistențe electrice în conexiune paralelă, fiecare având rezistivitatea specifică materialului folosit la realizarea AMF, aceeași lungime, iar aria ca procentaj corespunzător din aria secțiunii elementului. Procentul din arie fiind atribuit procentului cu care materialul contribuie la obținerea elementului din AMF

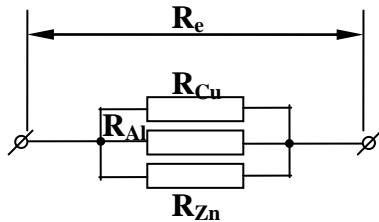


Figura 6. 1 Modelul rezistiv echivalent al elementului deformator din AMF

Semnificația notațiilor folosite în figura 6.1 este următoarea:

$R_{Cu}$  - rezistență echivalentă determinată în funcție de procentul atribuit Cu din secțiunea elementului din AMF;

$R_{Al}$  - rezistență echivalentă determinată în funcție de procentul atribuit Al din secțiunea elementului din AMF;

$R_{Zn}$  - rezistență echivalentă determinată în funcție de procentul atribuit Cu din secțiunea elementului din AMF;

$R_e$  - rezistență echivalentă determinată teoretic, specifică elementului din AMF

Acest model nu are un caracter calitativ absolut, ci cantitativ fiind folosit doar pentru o determinare aproximativă a rezistenței, ca rezistență echivalentă, care va fi folosită la

dimensionarea circuitului electric într-o fază incipientă pentru obținerea valorilor exacte ale rezistenței elementului deformator și a evoluției rezistenței în funcție de temperatură.

Expresia analitică corespunzătoare conectării paralele a rezistoarelor virtuale:

$$R_e = \frac{R_{Cu} \cdot R_{Al} + R_{Zn} \cdot R_{Al} + R_{Cu} \cdot R_{Zn}}{R_{Cu} \cdot R_{Al} \cdot R_{Zn}} \quad (6.1)$$

După efectuarea calculelor conform relației 5.1, a fost obținută o valoare de aproximativ  $R_e = 0,12 \text{ m}\Omega$  pentru rezistență echivalentă, aceasta fiind luată în considerare pentru dimensionarea preliminară a circuitului electric. Considerând intensitățile critice de curent specifice pe procentajul aferent din secțiune, specific fiecarui material al aliajului, s-a obținut valoarea maximă admisă a intensității curentului electric prin elementul deformator, ca fiind de 180 A.

În raport cu aceasta a fost calculată diferența de potențial (tensiunea) necesară producerii curentului respectiv, în jurul valorii de  $U_E = 21 \text{ mV}$ . Deși, valoarea intensității curentului este importantă, datorită valorii foarte mici a tensiunii, puterea electrică echivalentă calculată este sub  $P_E = 4 \text{ W}$ .

Expresiile analitice folosite pentru calculul căderii de tensiune pe rezistorul echivalent și a puterii electrice necesare, sunt prezentate mai jos:

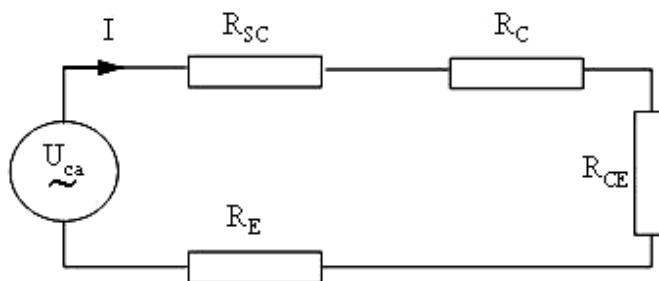
$$U_E = I \cdot R_e, P_E = I \cdot U_E \quad (6.2)$$

Problema aplicativă importantă este de a găsi o soluție practică cât mai simplă pentru realizarea unei surse de curent capabile să furnizeze energie electrică la asemenea valori parametrice, care nu sunt întâlnite în practică în mod obișnuit.

Problema a fost rezolvată folosind ca sursă de curent un letcon electric, cu o putere electrică consumată de 100 W, de tip ciocan de lipit. Astfel, elementul din AMF, a fost conectat, prin conductoarele de legătură, în locul ansei letconului. Letconul este astfel dimensionat de către producător, încât să furnizeze ușual un curent de peste 100 A, la valori ale tensiunii de câteva sute de mV. În acest regim electric, letconul este capabil să funcționeze timp de până la aproximativ 15 minute, timp suficient pentru realizarea încercărilor experimentale necesare.

Pentru testarea experimentală a elementelor deformatoare, în prealabil a fost realizat un model electric rezistiv al circuitului de comandă, aşa cum se prezintă în figura 6.2. Modelul

rezistiv, presupune modelarea tuturor elementelor care participă la conducția electrică, sub forma unor rezistoare electrice.



**Figura 6. 2 Modelul electric rezistiv al circuitului prevăzut pentru comanda elementelor deformatoare din AMF**

Semnificația notațiilor folosite în figura 6.2, reprezentând modelul electric rezistiv al circuitului de comandă al elementelor din AMF, este următoarea:

$R_{SC}$  - rezistența contactului dintre sursa de curent și conductorul de legătură;

$R_C$  - rezistența conductorului de legătură;

$R_{CE}$  - rezistența contactului dintre conductorul de legătură și elementul din AMF;

$R_E$  - rezistența elementului din AMF;

$U_{ca}$  - sursa de curent electric alternativ;

$I$  - intensitatea curentului electric de conducție prin circuit.

În etapa modelului teoretic de calcul, rezistența electrică a elementului din AMF a fost exprimată ca fiind  $R_E$ , în partea de testare experimentală valoarea acesteia va fi determinată experimental prin masurători și va fi notată cu  $R_E$ , pentru a fi diferențiată de cea teoretică.

Ecuatiile circuitului electric rezistiv echivalent al modelului experimental, utilizate pentru determinarea valorii rezistenței elementului din AMF:

$$U_{ca} = U_{SC} + U_C + U_{CE} + U_E, \text{ (V)} \quad (6.3)$$

$$U_{ca} = I \cdot (R_{SC} + R_C + R_{CE} + R_E), \text{ (V)} \quad (6.4)$$

$$U_{ca} - (U_{SC} + U_C + U_{CE}) = U_E, \text{ (V)} \quad (6.5)$$

$$R_E = \frac{U_{ca} - (U_{SC} + U_C + U_{CE})}{I}, \text{ (\Omega)} \quad (6.6)$$

Prin măsurători experimentale cu multimetrul electronic se determină valorile căderilor de tensiune pe fiecare segment de circuit care se constituie într-o rezistență electrică.

Curentul care se stabilizează în circuit a fost măsurat cu un clește ditz, limită superioară de măsură a acestuia este de 250 A.

Se va nota un aspect tehnic important și anume, rezistența contactului sursă - conductor de legătură  $R_{SC}$ , rezistența conductorului de legătură  $R_C$  și rezistența corespunzătoare contactului conductor de legătură - element din AMF  $R_{CE}$ , sunt tratate ca fiind unitare, în realitate ele sunt la jumătatea valorilor prezentate, deoarece sunt prezente pe fiecare ramură fizică a circuitului experimental.

Pentru cazul când sunt inseriate două elemente de AMF, rezistența elementului  $R_E$  reprezintă suma rezistențelor celor două elemente și a contactului cu ajutorul căruia acestea se inseriază.

**Tabelul 6. 1 Valorile determinate experimental și calculate, corespunzătoare circuitului electric experimental.**

Nr. Crt.	$U_{CA}$ (V)	$U_{SC}$ (V)	$U_C$ (V)	$U_{CE}$ (V)	$U_E$ (V)	I (A)	$R_E$ ( $\Omega$ )	$P_E$ (W)	$P_T$ (W)	$P_P$ (W)
1	0.789	0.038	0.686	0.042	0.023	50.000	0.000457	0.023	39.443	38.300
2	0.762	0.080	0.550	0.086	0.046	100.000	0.000457	0.046	76.170	71.600
3	0.789	0.037	0.664	0.041	0.047	49.000	0.000950	0.047	38.639	36.358
4	0.763	0.078	0.510	0.083	0.092	97.000	0.000950	0.092	74.026	65.087
5	0.662	0.122	0.270	0.127	0.143	148.000	0.000950	0.143	99.225	77.850

Tabelul 6.1 prezintă sintetic valorile căderilor de tensiune pe fiecare parte de circuit electric și puterea electrică efectivă folosită pentru ridicarea temperaturii elementului / elementelor din AMF  $P_E$ , puterea electrică totală consumată de circuit de la sursa de energie  $P_T$  și puterea electrică pierdută pe elementele de circuit adiacente elementului / elementelor din AMF

Se menționează că, în tabelul 6.1 rândurile 1 și 2 corespund testării unui singur element din AMF, iar randurile 3, 4 și 5 testării a două elemente din AMF inseriate.

Lungimea conductoarelor de legătură este de 100 mm pentru testarea unui element deformator la un curent de 50 A, 75 mm pentru testarea a două elemente deformatoare la 50 A și a unui singur la 100 A, 50 mm se folosesc pentru testarea a două elemente la 100 A și 30 mm pentru testarea celor două elemente inseriate la 150 A.

Rezistența unui element, sau a două elemente  $R_E$  după caz, specificată în tabelul 6.1, reprezintă media aritmetică a valorilor obținute din 5 măsurători consecutive realizate în condiții identice.

## 6.2 Realizarea conductoarelor electrice de legătură ale elementelor din AMF

Conductoarele electrice de legătură sunt structural special concepute pentru modelul individual de testare considerat în cazul de față vezi figura 6.3. Acestea prezintă caracteristici foarte bune de conductivitate electrică la curenți mari, cum sunt:

- firul multifilar flexibil de construcție specială destinat folosirii în cazul conducerii curenților mari și manipulațiilor mecanice frecvente;
- conectorii pentru sursă sunt prevăzuți contactului electric pe suprafață mare cu tensionare prin fixare mecanică, în cazul curenților electrici mari de conducție;
- conectorii de capăt, prevăzuți pentru un contact electric ferm pe suprafață mare cu elementele din AMF

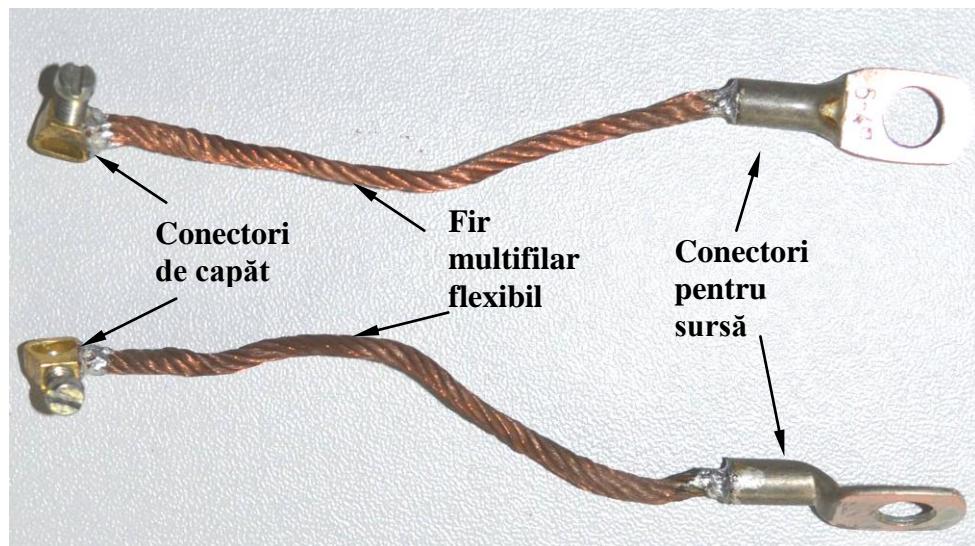


Figura 6. 3 Condutoare de legătură special concepute pentru testarea experimentală

## 6.3 Modelul de echipare al elementelor din AMF în vederea testării experimentale

Pe considerente de necesitate s-a impus adoptarea unui ansamblu experimental foimat din element din AMF - senzor de temperatură - senzor de forță, acest ansamblu va fi denumit generic ansamblu de testare. Ansamblul de testare este prezentat detaliat în figura 6.4, cu indicarea locației fiecărei componente.

Ansamblul de testare este completat prin elementele de termo-electro-izolare, care au rolul de a izola termic elementul din AMF supus testării de elementul de tensionare mecanică pentru diminuarea transferului direct de căldură și de senzorul de forță pe care, altfel, l-ar

distrugere. Izolarea electrică vizează împiedicarea închiderii circuitului electric și prin elementul de tensionare mecanică.

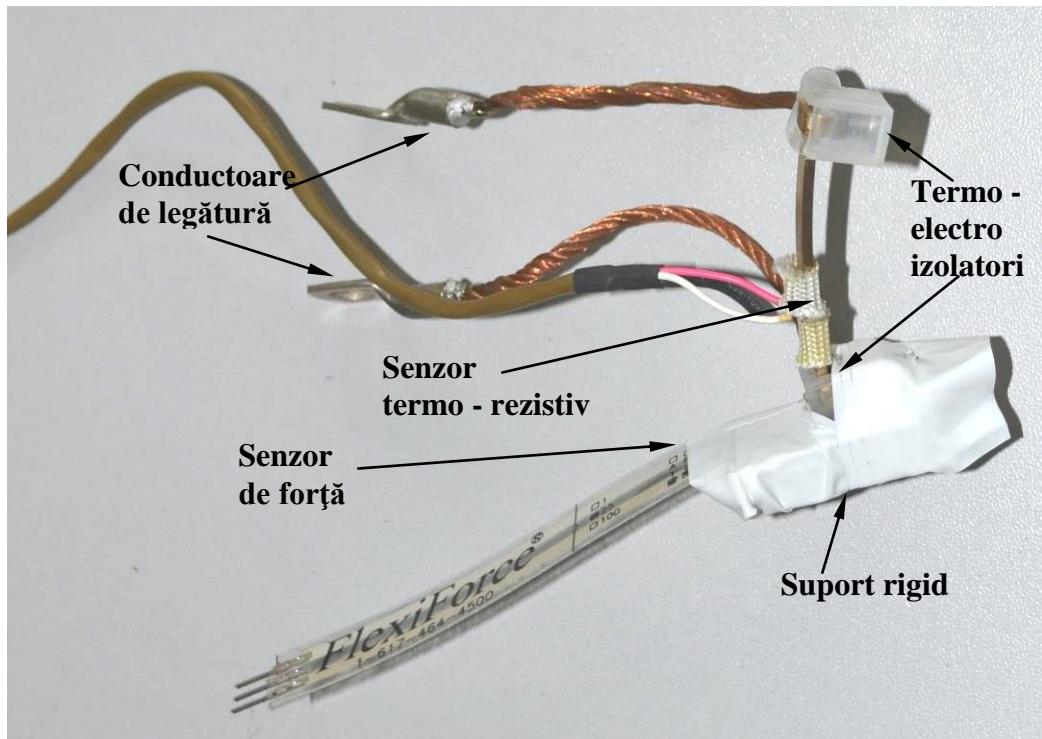


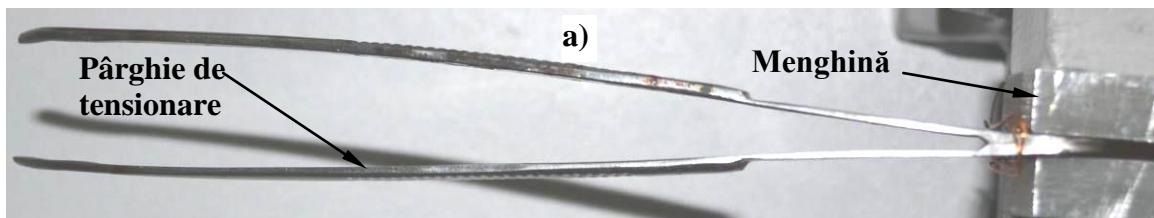
Figura 6.4 Elementul din AMF echipat complet și pregătit pentru testare

Suportul rigid păstrează un contact mecanic stabil și pe o suprafață constantă între capătul elementului din AMF și senzorul rezistiv de forță.

Senzorul de forță se bazează pe o modificare a rezistenței electrice a acestuia în raport cu forța aplicată. Rezistența electrică a acestuia scade liniar cu aplicarea unei forțe cu o valoare cuprinsă între 0 și 12 N.

#### 6.4 Etalonarea elementului de tensionare

Elementul de tensionare, figura 6.5, a, este de tip pensă elastică, care se poate modela sub forma unei pârghii de gradul III, la care forța se aplică între punctul de sprijin și capătul pensei, unde se exercită forță de rezistență, de tensionare în acest caz.



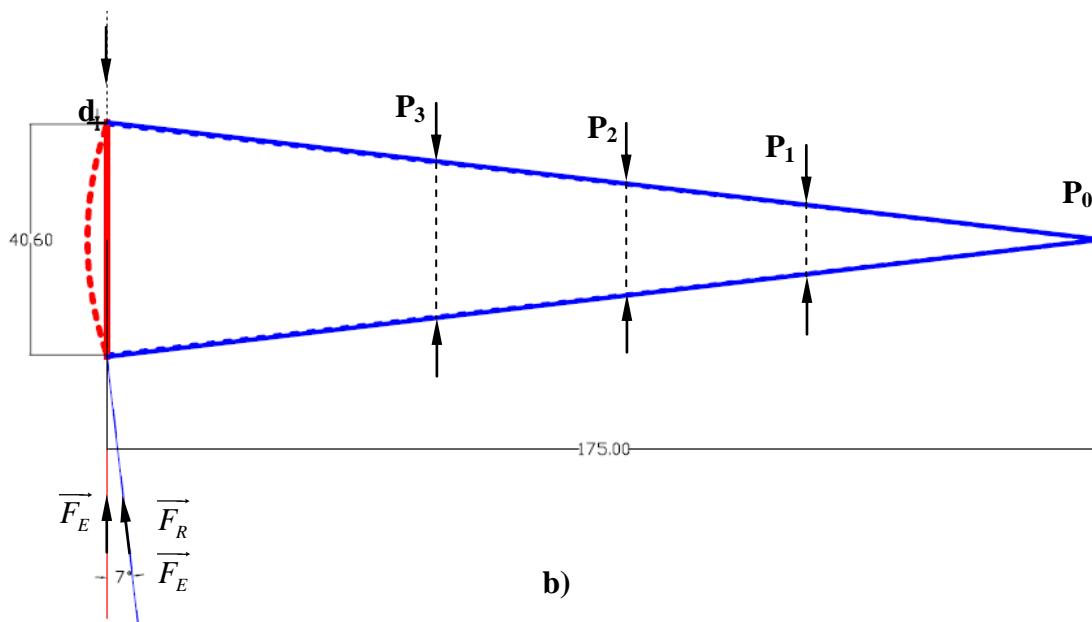


Figura 6. 5 a) elementul de tensionare mecanică, fixat în menhirină,

b) schema de realizarea măsurătorilor

Pentru înțelegerea modului în care au fost realizate măsurătorilor în cadrul cercetărilor experimentale, imaginea din figura 6.5, b) prezintă o variantă schematizată a modului de implementare a elementului din AMF supus testelor, în cadrul sistemului de măsurare.

Pârghia de gradul III are menirea creării forței de rezistență  $F_R$  pe care elementul activ trebuie să-o învingă pe timpul procesului de încălzire. Prin încălzire acesta trebuie să-și modifice formă arcuită tinzând spre cea liniară. Deoarece forța care se necesită a fi măsurată și apoi luată în considerare la construcția deformatorului activ, este cea care se manifestă în lungul elementului activ, se va determina unghiul sub care aceasta va acționa. Valoarea foarte mică a acestui unghi de  $7^\circ$ , nu impune descompunerea și, prin urmare, calculul suplimentar al componentei cosinusoidale  $F_E$  a forței.

Tot în schema analitică din figura 6.5, b) este indicată direcția de măsurare a deplasării și deplasarea  $d$  a cărei valoare va fi înregistrată. Se impune precizarea că, valoarea deplasării totale  $D$  este dublă față de cea înregistrată  $D = 2 \cdot d$  (mm). Din cauza simetriei geometrice și a modului particular de testare, deplasările extremităților elementului activ sunt egale, pe aceeași direcție și de sens opus.

Zonele notate cu  $P_0$ ,  $P_1$ ,  $P_2$  și  $P_3$  reprezintă punctele unde, pentru creșterea forței de rezistență  $F_R$ , se aplică contrângeri mecanice. Acestea se vor manifesta sub forma unor forțe cu amplitudine variabilă, datorită deplasării capetelor pârghiei ca urmare a deformării elementului activ. Deși, valoarea acestor forțe nu este necesar a fi cunoscută, efectul lor asupra capetelor va fi determinat, considerând valoarea forței de rezistență, în cadrul procesului de etalonare.

Etalonarea elementului de tensionare a fost făcută, cum se prezintă în figura 6.6 a) și b), prin determinarea dependenței forței de rezistență exercitată între capetele acestuia și deplasarea acestora, depărtarea lor. Forța de rezistență crește proporțional cu departarea capetelor pârghiei. Dacă se aplică se aplică un punct de sprijin suplimentar, între sprijinul constructiv și capetele libere ale pârghiei, forța de rezistență crește într-o proporție cu atât mai mare cu cât sprijinul suplimentar este deplasat înspre capetele libere. Pentru etalonare s-au folosit greutăți etalonate, pentru aprecierea forței de rezistență, și șublerul, pentru măsurarea distanței dintre capetele libere.

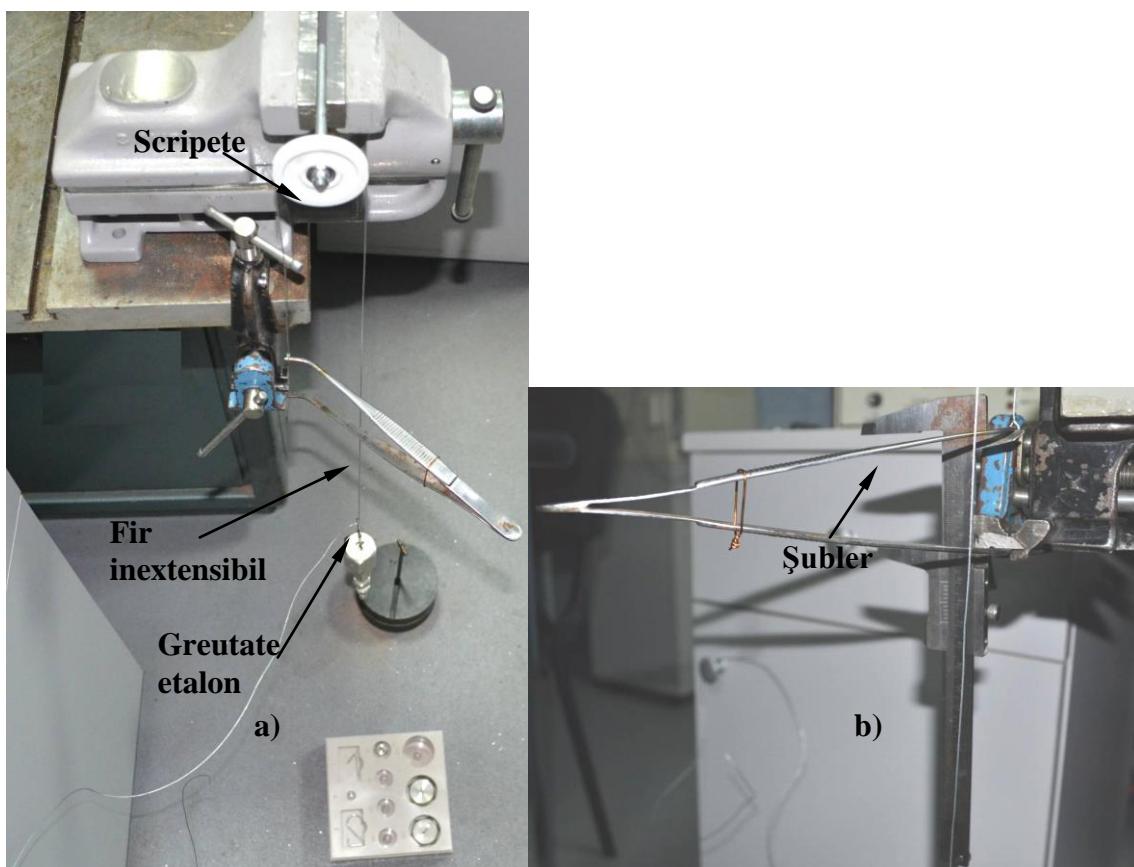


Figura 6. 6 Determinarea experimentală a forței de tensionare în funcție de deplasare

Procedeul de etalonare a constat în fixarea mecanică a pârghiei cu unul din capetele libere într-o menghină, care la rândul ei a fost fixată pe un banc de testare. Celalalt capăt al pârghiei a fost legat de un fir inextensibil, firul a fost trecut printr-un scripete fară frecare și legat la celălalt capăt de un suport de greutăți etalon. Greutățile etalon au fost suspendate liber de firul inextensibil, iar coarda dintre cele două capete libere ale pârghiei, s-a urmarit să fie tot timpul în lungul firului inextensibil, pentru a se elibera o eventuală componentă nedorită și perturbatoare a forței astfel determinate.

Caracteristicile de evoluție ale forței inițiale de tensionare a pârghiei  $F_I$ , atunci când elementul este în stare nedeformată, și forței de acțiune  $F_A$ , când elementul se află la maximul deformării, sunt prezentate în figura 5.7.

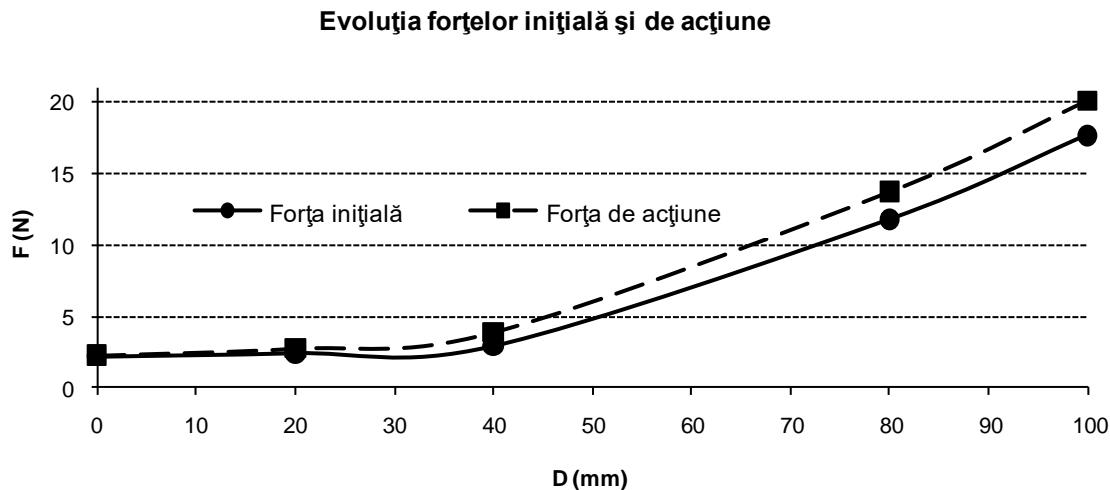


Figura 5. 7 Caracteristicile forțelor inițială și de acțiune

A fost determinată, de asemenea, caracteristica de interdependență a forței de acțiune, ca funcție de evoluția forței inițiale, figura 6.8.

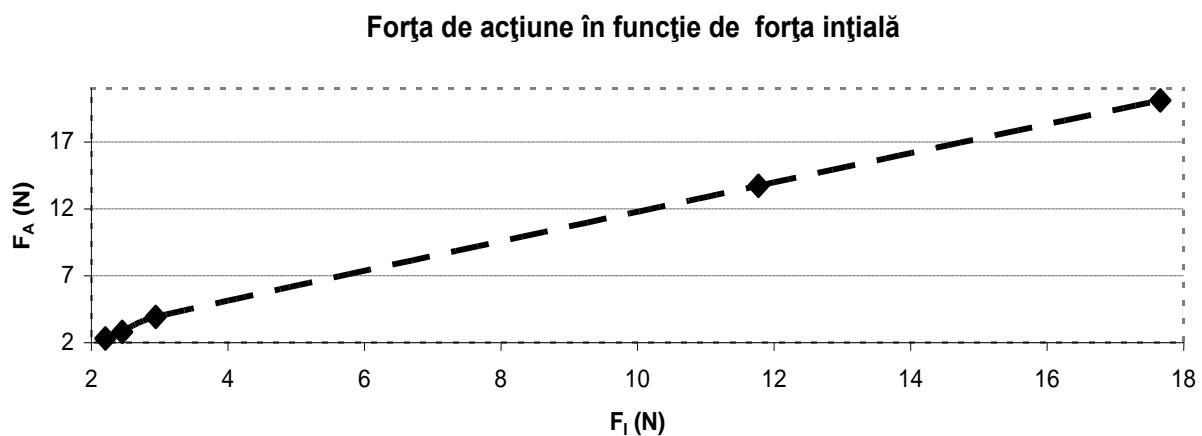


Figura 6. 8 Caracteristica evolutivă a forței de acțiune în funcție de forța inițială

## 6.5 Circuitul electronic experimental de adaptare și conexiune a senzorilor

Abrevierile folosite în figura 6.9 au următoarele semnificații:

- C. A. D. Convertor Analogic Digital de tip NI USB-6210;
- C. A. F. Circuitul adaptor al senzorului rezistiv de forță;
- C. A. T. Circuitul adaptor al senzorului rezistiv de temperatură;
- C. S. F. Circuitul suplimentar de filtrare destinat suprimării unui eventual zgomot pe tensiunea de alimentare.

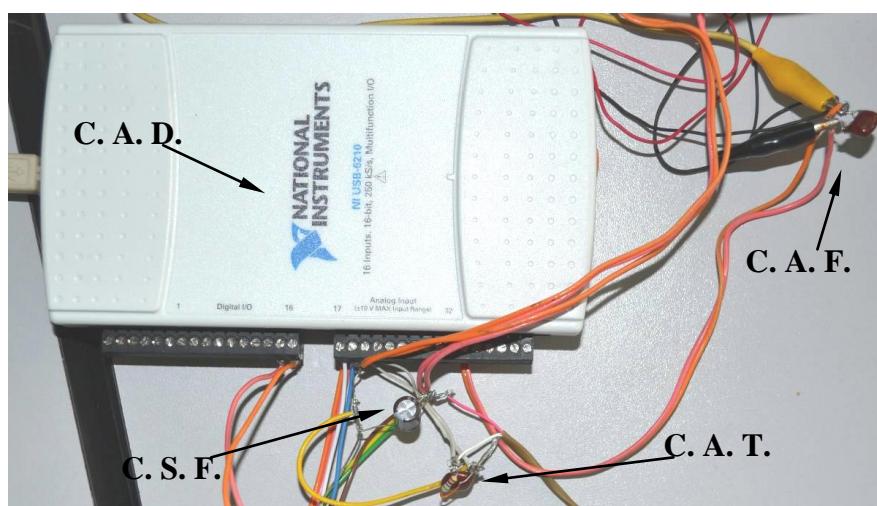


Figura 6. 9 Circuitul electronic experimental de adaptare și conexiune a senzorilor

C. A. D. - NI USB-6210, este un convertor analog - digital de tip multifuncțional, care prezintă 16 intrări / ieșiri digitale și alte 16 intrări / ieșiri analogice, cu posibilitatea configurării ca intrare sau ieșire a oricareia dintre ele. Intrările / ieșirile analogice au o precizie de 16 biți și o viteză de eșantionare de 250 kS / s (kilo eșantioane per secundă).

Pentru utilizarea senzorilor rezistivi de forță și temperatură la măsurarea mărimilor respective prin intermediul C. A. D.-ului (Convertorului Analogic Digital), cu ajutorul instrumentației virtuale, este necesară transformarea variației rezistenței electrice într-o variație de tensiune electrică. Acest lucru se realizează prin inserierea senzorului cu o rezistență de valoare cunoscută, la terminalele căreia se va măsura căderea de tensiunea cu ajutorul A. D. C. - ului. Această valoare va fi folosită și va fi înregistrată de instrumentul virtual, ca valoare exemplificativă și corelată mărimii dorite a fi măsurate.

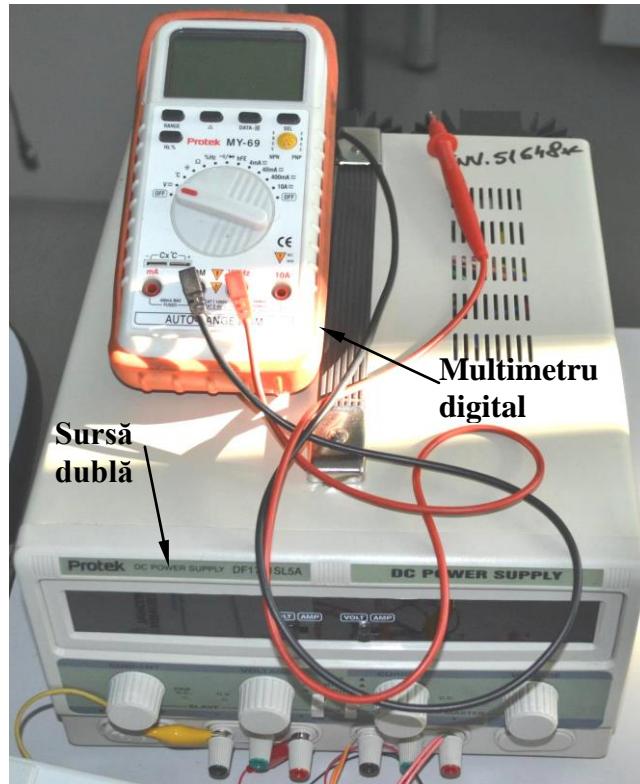


Figura 6. 10 Echipamentele electronice de alimentare și măsurare

Pentru alimentarea A. D. C. - ului și circuitelor electronice traductoare a fost folosită o sursă dublă de tensiune stabilizată, cu o limitare variabilă a curentului de sarcină, de tip Protek. Valorile limită ale sursei stabilizate de curent pentru tensiune 0 - 30 V<sub>cc</sub> și curent 0 - 5 A.

La dimensionarea corespunzătoare a circuitelor electronice ale traductoarelor s-a folosit ca instrument de măsură un multimetre electronic cu autoscalare de tip Protek MY - 69, cu autoscalare și protecție la suprasarcină și supracurent.

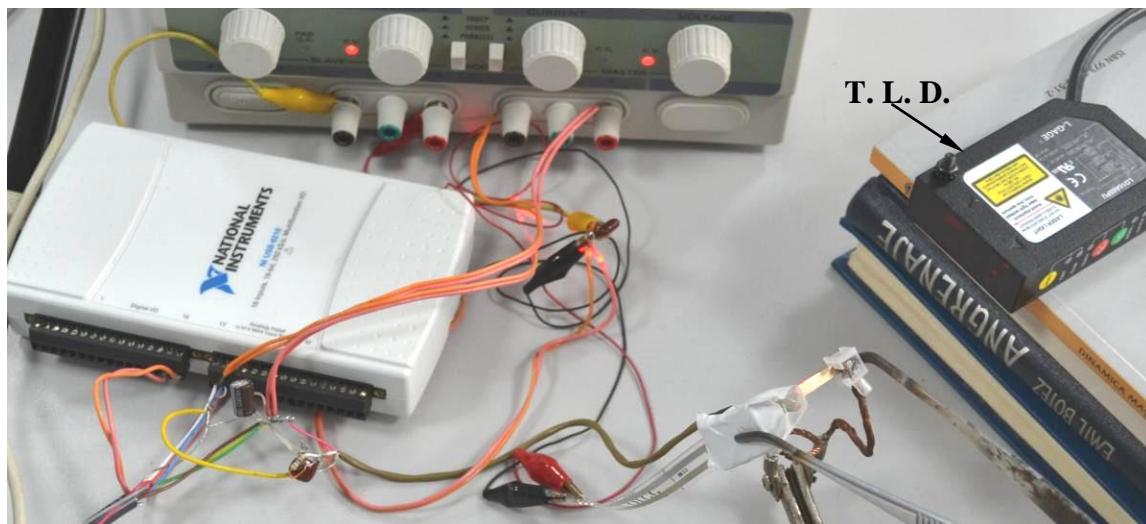


Figura 6. 11 Amplasarea și interconectarea echipamentelor experimentale

Figura 6.11 pune în evidență amplasarea și interconectarea mecanică și electrică a echipamentelor folosite pentru testările experimentale. Aici este prezentat și traductorul laser de deplasare (T. L. D.), tip LG10A65PU. Acesta are o precizie de minim 10  $\mu\text{m}$  la 100 mm pentru deplasări lente, cum sunt cele din acest caz, și măsoară deplasări care se încadrează între limita minimă de 75 mm și maximă de 125 mm.

Caracteristicile funcționale ale traductorului de deplasare LG10A65PU:

- plaja de măsurare a distanței 75 - 125 mm, cu distanță focală maximă la 180 mm;
- plaja tensiunii de alimentare 12 - 30 Vcc;
- protejat la alimentarea cu inversarea polarității;
- întârzierea masurării de la alimentarea cu energie electrică 1,25 s;
- fascicol luminos 650 nm, roșu, laser clasa 2, cu putere radiantă de 0,2 mW;
- ieșirile discrete și de alarmare sunt protejate la suprasarcină și scurtcircuit;
- tipuri de ieșiri: discretă, alarmă și 0 - 10 Vcc cu variație în funcție de distanță;
- rezoluțiile în funcție de viteza de deplasare: rapidă <150  $\mu\text{m}$ , medie <50  $\mu\text{m}$  și rapidă <10  $\mu\text{m}$ ;
- liniaritatea caracteristicii de evoluție a ieșirii analogice  $\pm 200 \mu\text{V} / \text{mm}$ .
- histerezisul ieșirii discrete <1 mm;
- indicatoare color cu LED;
- protecție IP67.

Corelarea valorii rezistenței inseriate, se face astfel încât domeniul de variație al senzorului la valorile limită, să nu producă depășirea domeniului maxim posibil a fi măsurat de către A. D. C. În acest fel, senzorul inițial se transformă într-un traductor, adică fiecărei valori a temperaturii sau forței îi corespunde o valoare de tensiune.

Prin compararea valorilor de tensiune obținute cu valori folosite ca etalon, determinate prin alte metode de măsurare, se realizează calibrarea senzorului respectiv în cadrul instrumentului virtual.

## 6.6 Determinări experimentale preliminare

Determinările experimentale s-au folosit pentru verificarea corectitudinii de funcționare a echipamentelor, preciziei de conectare, exersarea manipulării acestora și etalonării senzorului termo - rezistiv de temperatură. Senzorul termo - rezistiv utilizat este de tip termistor, asemănător celor folosite în cazul computerelor pentru detecția depășirii pragului termic stabil, cu caracteristică liniară de dependență temperatură - rezistență și o inertie termică foarte mică.

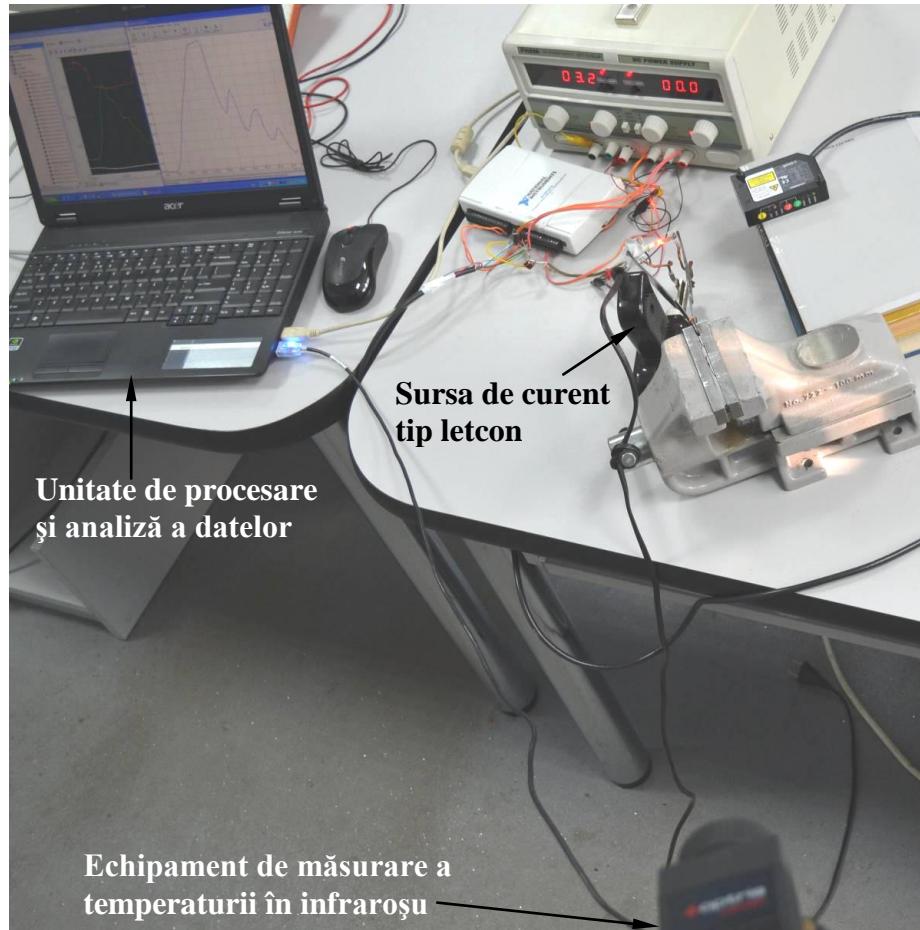


Figura 6. 12 Determinari experimentale preliminarii

Pentru un contact termic corespunzător a fost utilizată o pastă specială folosită pentru facilitarea transferului termic în cazul componentelor electronice. Limitele de temperatură unde senzorul măsoară cu mare precizie sunt 5 - 120° C, plajă foarte propice regimului termic de testare adoptat.

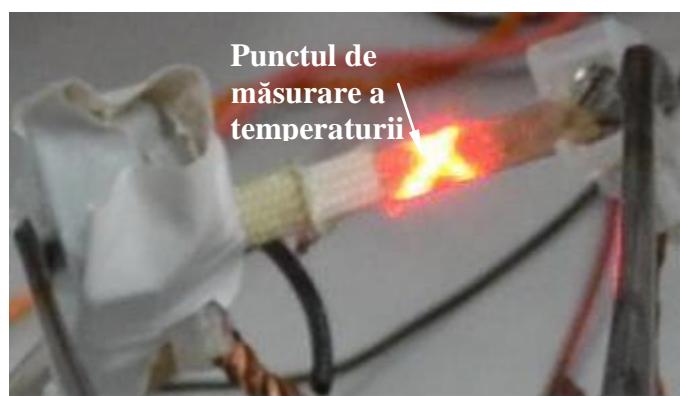


Figura 6. 13 Calibrarea termometrului în infraroșu

Calibrarea senzorului de temperatură a fost realizată printr-o metodă comparativă, având ca etalon valorile măsurate simultan cu termometrul în infraroșu Optris, aflat în dotarea ing. Ionuț - Viorel BIZĂU

Universitatea "Eftimie Murgu" din Reșița, C.C.H.A.P.T. (Centrul de Cercetari in Hidraulica Automatizari si Procese Termice).

Termometrul în infraroșu portabil fără contact Optris de tip LS, are următoarele caracteristici:

- detector de tip thermopile;
- plaja spectrală 8 - 14  $\mu\text{m}$ ;
- plaja de temperaturii măsurate -35 - 900 $^{\circ}\text{C}$ ;
- rezoluția 0,1 $^{\circ}\text{C}$ ;
- rezoluția optică 75:1;
- distanță apropiată de măsurare 1 - 62 mm;
- distanță îndepărtată de măsurare 62 - 1200 mm;
- timp de răspuns 150 ms;
- acuratețe  $\pm 0,75^{\circ}\text{C}$ ;
- interfață de comunicare cu unitatea de computer tip USB;
- afișaj propriu;
- posibilitatea de declanșare a unor alarme de limită superioară - inferioară.

Termometrul Optris în infraroșu cu identificarea locului de măsurare a temperaturii printr-un fascicol luminos Laser, are posibilitatea setării naturii suprafeteelor de pe care se măsoară temperatura. Astfel, precizia de masurare crește semnificativ. În acest caz s-a setat ca suprafață de măsurare o suprafață specifică aliajelor Cu - Al neșlefuite și cu un anumit grad de coroziune superficială.

Fixarea precisă a țintei de masură este foarte importantă, precum și păstrarea poziționării fascicoului pe tot timpul masuratorilor. De aceea, s-a apelat la un suport de tip trepied cu reglare independentă a celor trei reazeme.

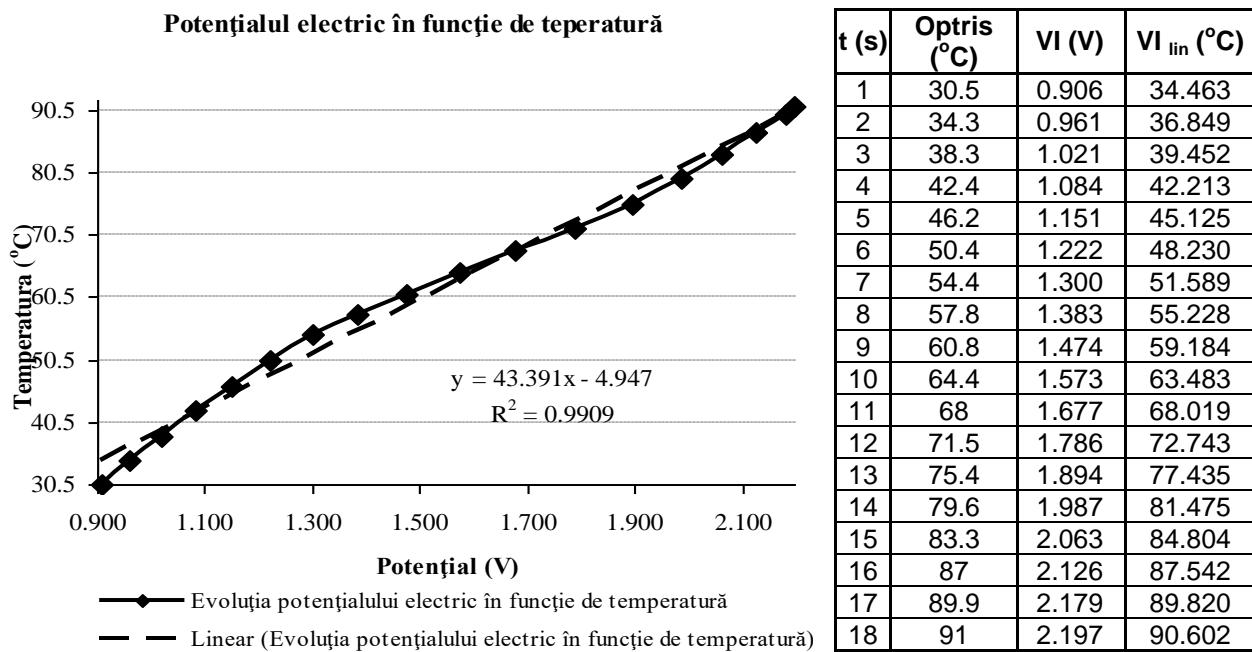
Termometrul Optris oferă posibilitatea transmiterii datelor măsurate către computer prin intermediul unei interfețe software CompactConent. Interfața asigură afișarea sub formă evolutivă grafică sau salvării datelor discrete sub formă tabelară. Interfața de comunicare folosită este OptrisMSpro/LS, iar parametrii principali ai acesteia sunt: rata de transfer 115200, biți de date 8, fără paritate, un bit de stop și fără controlul fluxului de date.

## **6.7 Etalonarea și liniarizarea caracteristicii evolutive a senzorului de temperatură**

Prin suprapunerea grafică sau valorică, a valorilor măsurate simultan cu instrumentul virtual și termometrul în infraroșu, a fost realizată o calibrare precisă a senzorului de temperatură

în mediul virtual de măsurare. Trebuie făcută mențiunea că, atât instrumentul virtual, cât și cel cu infraroșu prezintă posibilitatea exportării tabelare a valorilor prin fișiere de tip Excel.

**Tabelul 6. 2 Etalonarea și liniarizarea caracteristicii evolutive a senzorului de temperatură.**



Deplasarea este unul din parametrii care trebuie măsurați cu mare precizie, considerând faptul că, aceasta se reflectă asupra echipamentului de măsură ca jumătate din deplasarea reală efectuată și, oricum, ea are o valoare foarte mică de maxim 0,7 mm.



**Figura 6. 14 Poziționarea traductorului de deplasare cu fascicol Laser**

Figura 6.14 prezintă imaginea de ansamblu a poziționării traductorului de deplasare, iar figura 6.15 o detaliere asupra poziționării fascicoului Laser de măsurare.

## 6.8 Detalii asupra modalității de măsurare a deplasării

După o pregătire minuțioasă a tuturor echipamentelor, verificarea atentă a poziționării acestora și ca urmare a câtorva determinări experimentale preliminare, au fost începute testările experimentale propriu-zise.

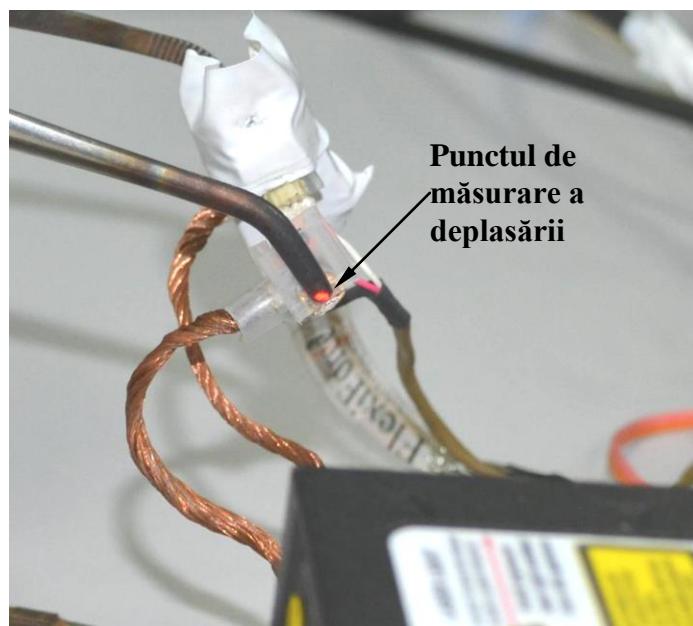
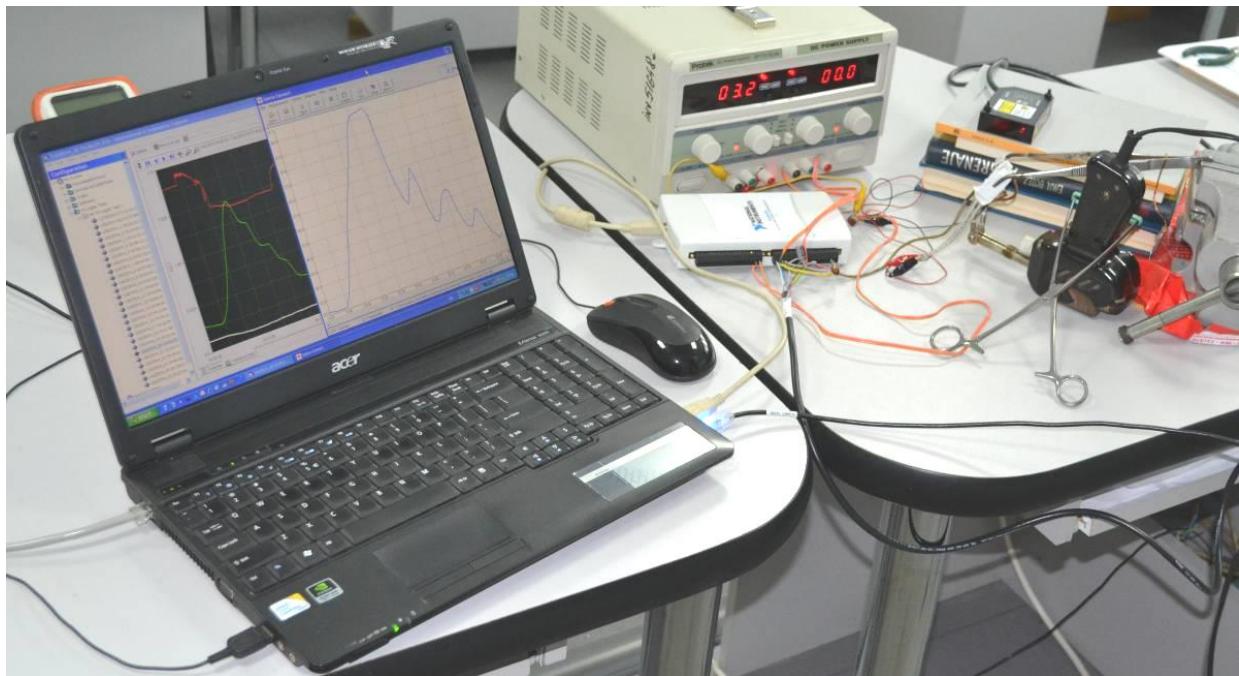


Figura 6. 15 Fixarea atentă a punctului de măsură a deplasării

Experimentele se realizează considerând ca temperatură maximă  $35^{\circ}\text{C}$ , de la care se poate începe o nouă măsurare a valorilor parametrilor temperatură element deformator, forță inițială și evoluția acesteia până la deformarea maximă, precum și deplasarea rezultată ca urmare a deformării.

Măsurările s-au efectuat atât pentru cazul în care răcirea elementului din AMF se face în mod natural, fără aportul vreunui flux de fluid de răcire, considerând temperatura ambiantă în jurul valorii de  $17 - 18^{\circ}\text{C}$ , cât și în condițiile vehicularii forțate a unui flux de aer la temperatura ambientală, cu ajutorul unui ventilator de 12 Vcc, tip întâlnit în mod uzual la sursele de computer.

Pentru evitarea mișcării mesei folosite pentru susținerea standului experimental de testare, contactul electric de punere sub tensiune a letconului electric, folosit ca sursă de curent, este blocat pe poziția închis, acesta fiind conectat direct la priza de 220 Vca / 50 Hz ștecher, la o priză montată pe altă masă, alăturată acesteia.



**Figura 6. 16 Realizarea determinărilor experimentale**

Pașii în care a fost realizată o măsurare parametrică:

- s-a pornit prima dată termometrul în infraroșu;
- a fost inițiată interfața virtuală de masură;
- s-a conectat la rețea sursa de curent, letconul electric.

Pentru a nu depăși limita de 95° C, propusă ca limită superioară de temperatură, în faza măsurătorilor preliminarii, a fost determinată inerția termică a elementului din AMF. Astfel, la atingerea valorii de 87° C, vizualizată pe termometrul în infraroșu sau pe interfața grafică de monitorizare, de pe ecranul de monitorului, a fost deconectată sursa de curent, temperatura continuând să crească până în jurul valorii de 90 - 91° C.

## 6.9 Configurarea instrumentului virtual de măsură

Într-o primă etapă se declară intrările analogice la care au fost conectați senzorii de temperatură, forță și deplasare. Pentru fiecare senzor se configerează plaja de tensiune propriu-zisă de înregistrare. Senzorului de deplasare i se atribuie o plajă de 0 - 10 Vcc, celui de forță și temperatură li se atribuie o plajă înjumătățită, de 0 - 5 Vcc. Achiziția semnalului prin setarea intrării analogice ca diferențială, elimină posibilitatea accidentală de „ascundere”, invizibilitate, a semnalului.

Se alege modul de achiziție continuă a semnalului transmis de senzori, cu declanșarea manuală a începerii înregistrării.

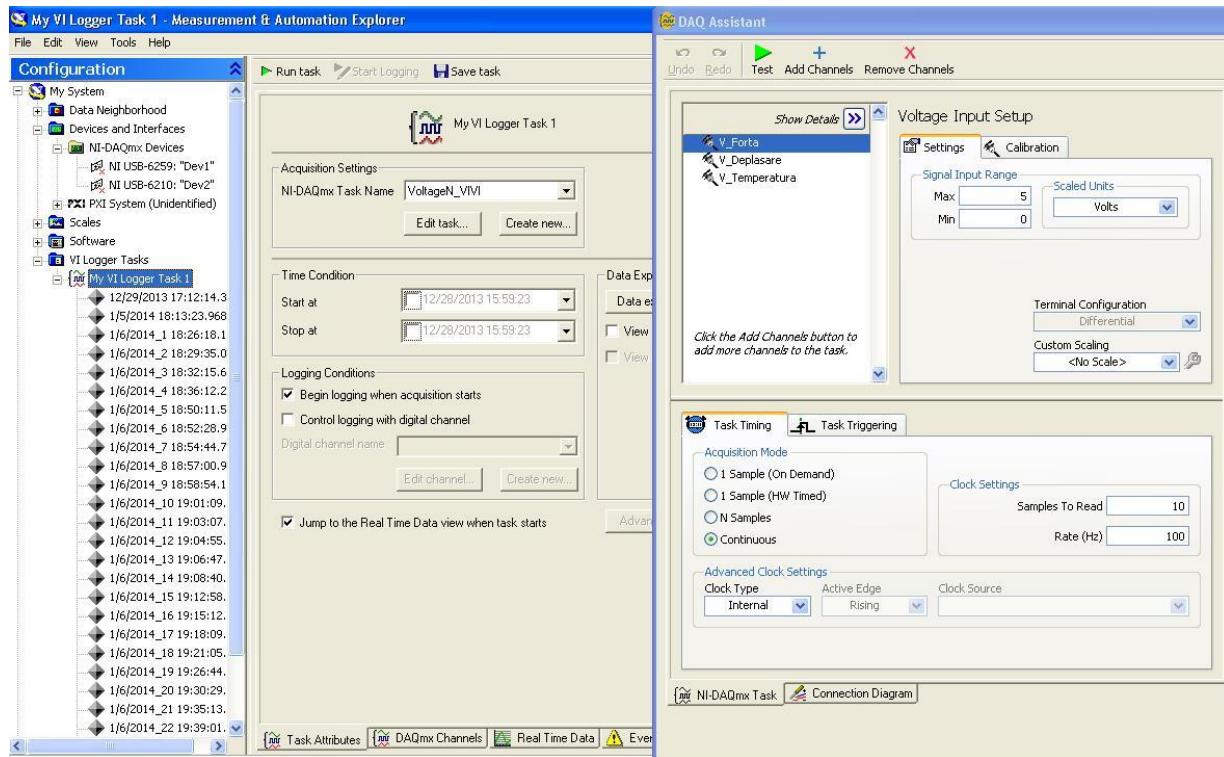


Figura 6. 17 Configurarea instrumentului virtual (VI) de măsură

Figura 6.17 prezintă interfața de configurare a instrumentului virtual (VI) de masurare, al modulului Measurement & Automation furnizat de compania National Instruments odată cu achiziționarea A. D. C. - ul și senzorilor de forță și deplasare.

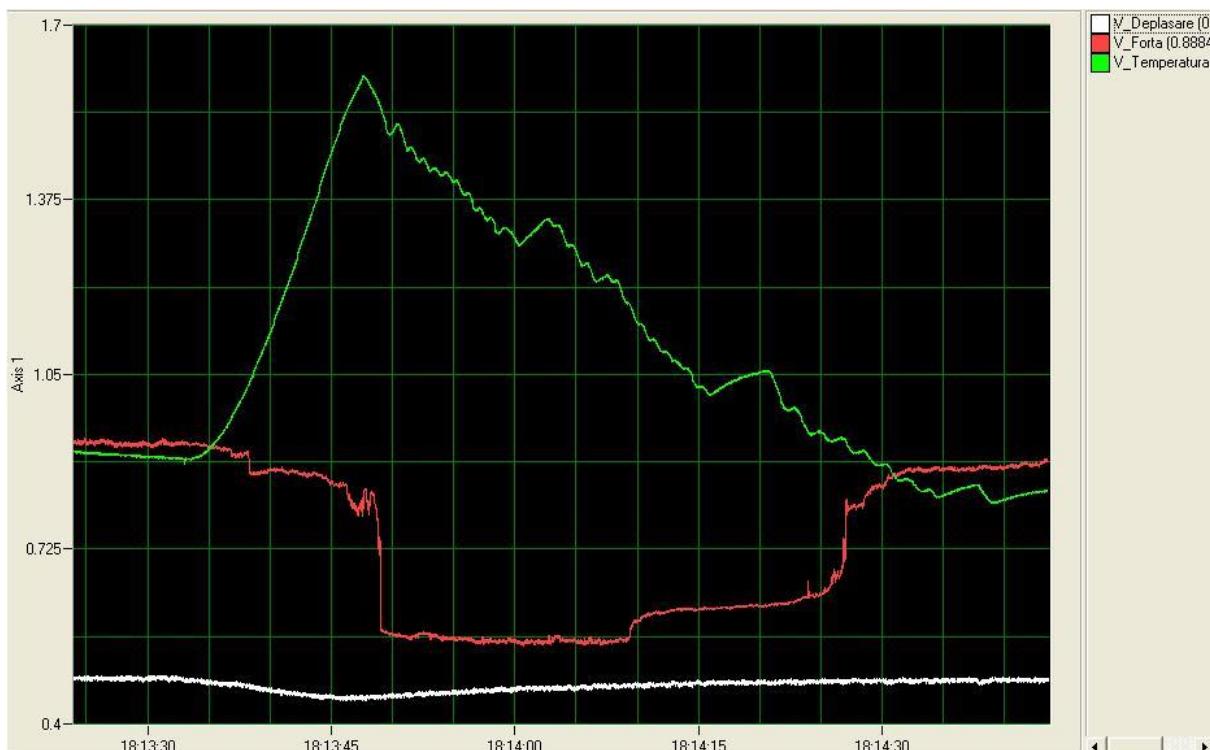


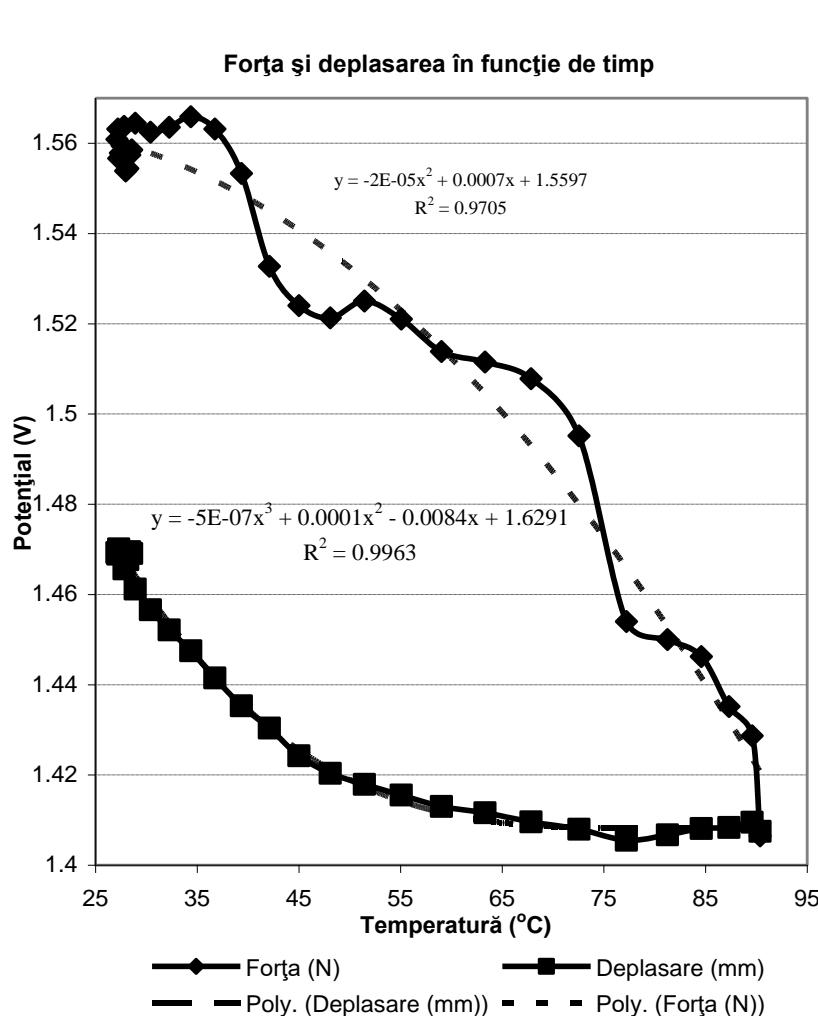
Figura 6. 18 Primul grafic VI experimental de evoluție a deplasării, forței și temperaturii

Rata de eșantionare a semnalelor a fost aleasă la 100 Hz, aceasta prezentând o precizie de măsurare adecvată cazului nostru și citirea a 10 eșantioane pe secundă, fapt care diminuează numărul de valori achiziționate, dar nu alterează calitatea măsurătorii.

Primul grafic de evoluție a valorilor parametrilor măsuраți experimental, a necesitat explicitarea modului comportamental de evoluție a forței și variației reduse a deplasării.

Modul de evoluție, oarecum, sacadat al forței a fost explicat prin prisma contactului mecanic dintre elementul din AMF, cu deformare continuă, și pârghia elastică de creare a forței de tensionare a acestuia. Datorită unei mișcări relative de rotație a capetelor elementului deformator față de capetele striate ale pensei elastice, apar aceste salturi ale amplitudinii înregistrate ale forței.

Variația scăzută a deplasării este atribuită în primul rând plajei mari de măsurare a traductorului Laser, astfel că pentru o deplasare de 1 mm, variația tensiunii corespunzătoare acesteia este de numai 0,1 Vcc. În cel de-al doilea rând, aşa cum a fost arătat anterior, traductorul măsoară doar jumătate din deplasarea realizată prin deformarea elementului din AMF, datorită deformării proporționale a ambelor extremități ale acestuia.



T (°C)	F (V)	F (N)	D (V)	D (mm)
28.556	1.559	2.792	1.469	0.603
28.356	1.557	2.793	1.469	0.610
28.164	1.554	2.793	1.468	0.616
27.966	1.554	2.794	1.469	0.623
27.788	1.556	2.794	1.469	0.629
27.610	1.559	2.795	1.469	0.635
27.439	1.558	2.795	1.469	0.641
27.278	1.557	2.796	1.470	0.647
27.100	1.561	2.796	1.469	0.653
27.194	1.563	2.796	1.469	0.650
27.806	1.564	2.794	1.466	0.628
28.900	1.564	2.792	1.461	0.592
30.399	1.562	2.788	1.457	0.544
32.238	1.564	2.783	1.452	0.490
34.364	1.566	2.776	1.448	0.431
36.744	1.563	2.769	1.441	0.372
39.340	1.553	2.760	1.435	0.315
42.095	1.533	2.750	1.430	0.261
45.000	1.524	2.738	1.424	0.212
48.097	1.521	2.725	1.420	0.168
51.448	1.525	2.710	1.418	0.129
55.077	1.521	2.692	1.416	0.096
59.024	1.514	2.672	1.413	0.068
63.312	1.512	2.647	1.412	0.048
67.836	1.508	2.620	1.410	0.034
72.548	1.495	2.589	1.408	0.026
77.228	1.454	2.556	1.406	0.021
81.258	1.450	2.526	1.407	0.019
84.579	1.446	2.501	1.408	0.016
87.310	1.435	2.479	1.408	0.013
89.583	1.429	2.460	1.410	0.009
90.362	1.406	2.453	1.408	0.007

Figura 6. 19 Liniarizarea evoluției forței și deplasării în funcție de temperatură

Din figura 6.19 se pot observa analitic comportamentele evolutive caracteristicilor forței și deplasării elementelor din AMF

Prin aprecierea grafică a caracteristicii liniarizate de evoluție a deplasării, se poate cu ușurință determina deplasarea reală de 0,6 mm. În cazul evoluției oscilante, de o parte și de alta a curbei caracteristice liniarizate, prin liniarizarea caracteristicii evolutive originale a forței, se poate face o aprecierea mai ușoare a acesteia, considerând cunoașterea limitelor plajei efective, de 2,792 - 2,453 N.

## 6.10 Rezultatele experimentale ale parametrilor funcționali ai elementelor din AMF

În figura 6.20 se evidențiază evoluțiile caracteristice ale temperaturii, deplasării și forței, achiziționate cu ajutorul instrumentației virtuale a, c) și evoluția temperaturii măsurate cu termometrul în infraroșu Optris b, d).

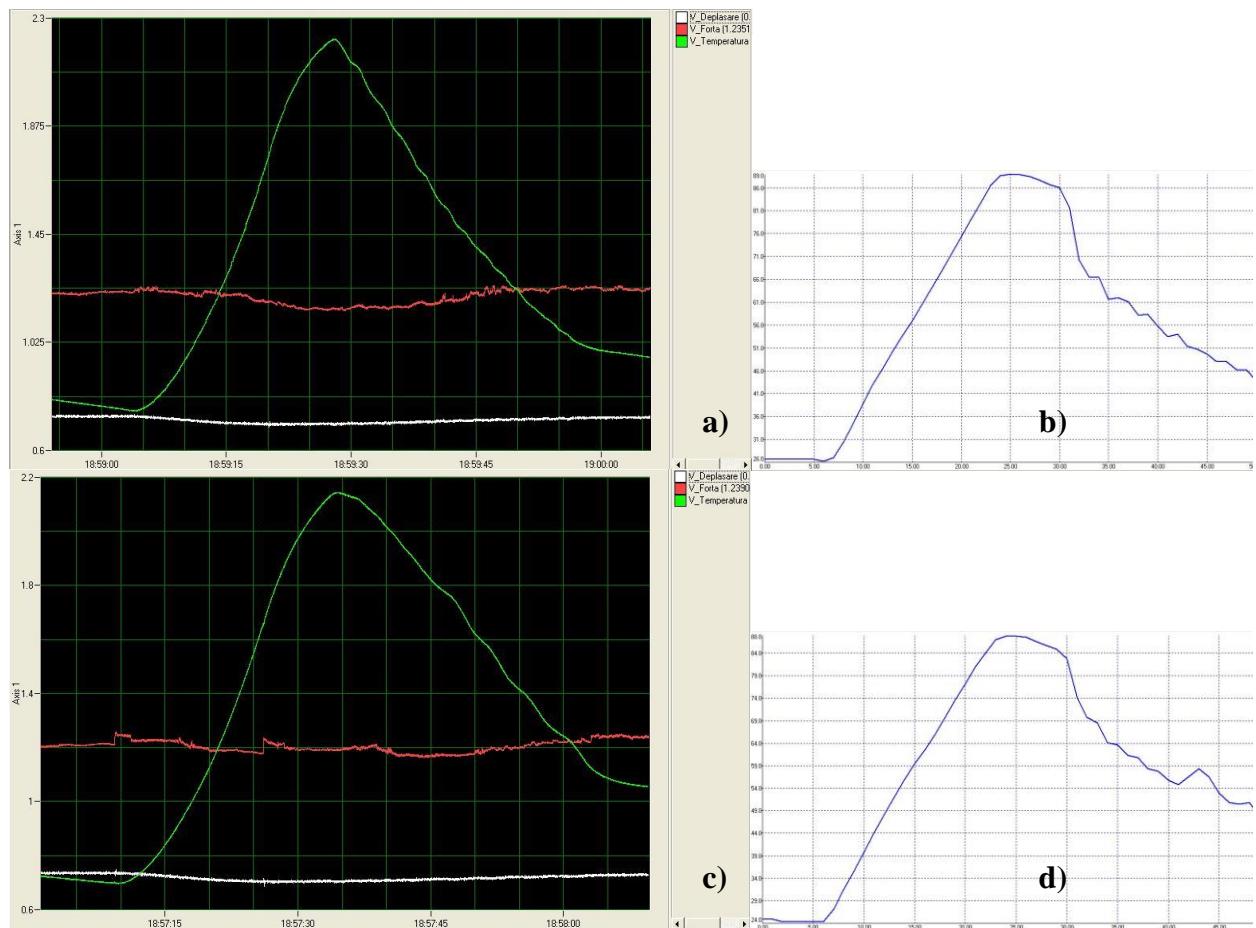
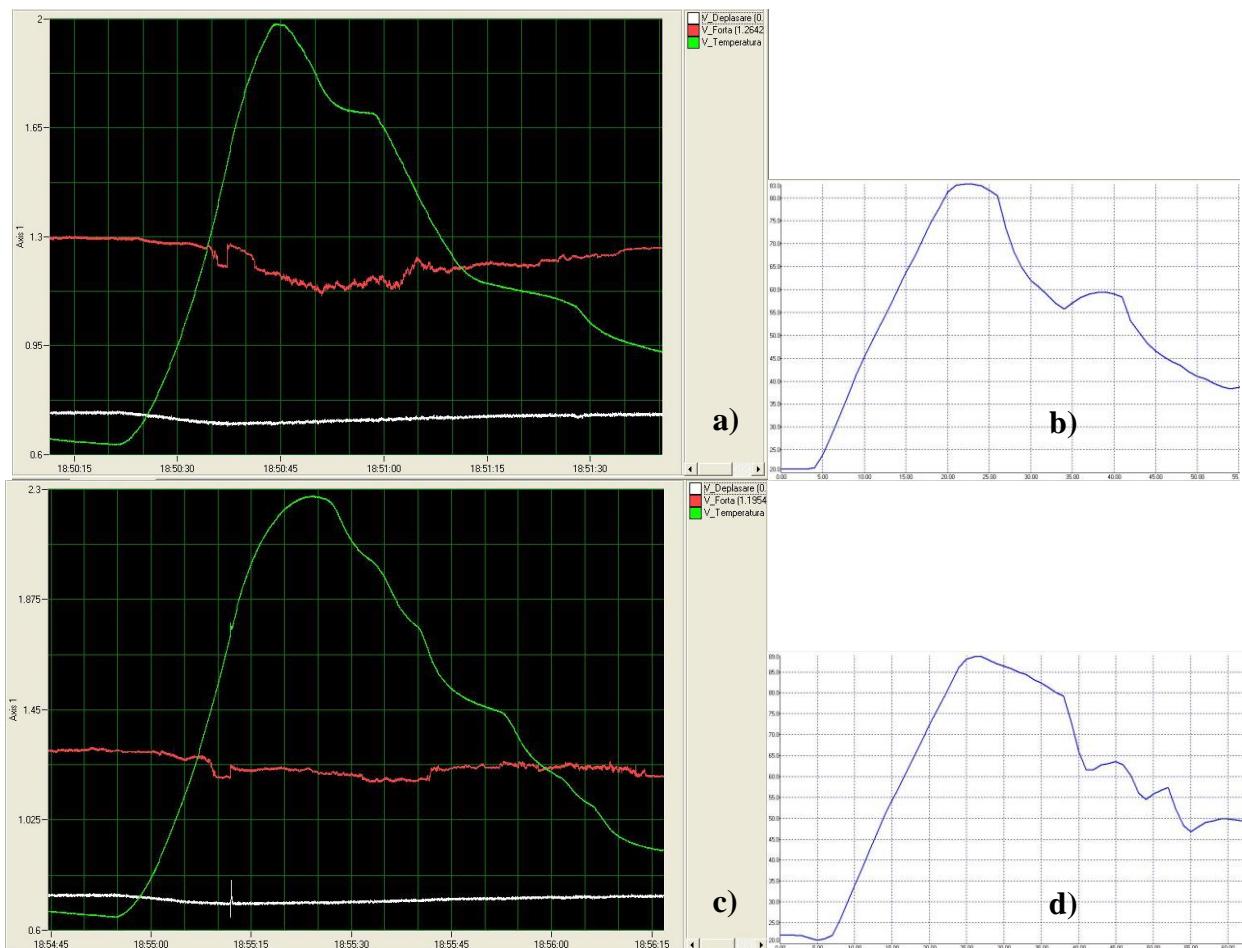


Figura 6. 20 Caracteristice temperaturii, deplasării și forței, pentru o variație a forței de rezistență între 2,207 - 2,305 N și o deformare liniară de 0,6 mm

Datorită cerințelor de precizie și acuratețe, măsurările s-au efectuat prin repetarea testărilor experimentale de trei ori pentru fiecare caz conceptual considerat și implicit valorile și graficele de evoluție rezultate și prezentate în lucrare, suportă aceleași considerente.

Trebuie menționat un aspect important și considerat în consecință, încercările experimentale au fost efectuate pe două dintre cele patru elemente constitutive ale deformatorului armonic cu două unde. S-a considerat relevantă și elocventă testarea practică a două elemente din AMF, primului element ii corespund graficele din figurile a) și b), iar celui de-al doilea cele din c) și d), pentru a se putea determina eventualele diferențe apărute și a analiza importanța diferențelor constatate.

Se menționează că, precizările despre disponerea și atribuirea graficelor, din figura 6.20, sunt valabile și pentru figurile 6.21, 6.22 și 6.23.



**Figura 6. 21 Evoluțiile caracteristice temperaturii, deplasării și forței, pentru o variație a forței de rezistență între 2,453 - 2,796 N și o deformare liniară de 0,6 mm**

În figura 6.21 se prezintă caracteristicile evolutive corespunzătoare temperaturii, deplasării și forței, considerând o creștere a forței de rezistență la 2,453 N, cu o limită superioară de 2,796 N.

Dacă se va constata o diferență semnificativă, se va recurge la sortarea acestora dintr-un număr mai mare de elemente testate și alegerea unui număr de patru elemente care să prezinte caracteristici evolutive cât mai apropiate.

Pe porțiunea caracteristicii de evoluție a temperaturii corespunzătoare fazei de răcire până la o valoare mai mică decât  $35^{\circ}\text{C}$ , se poate observa o variație a temperaturii în trepte mari. Aceste salturi valorice s-au datorat fluxului de aer furnizat de ventilator.

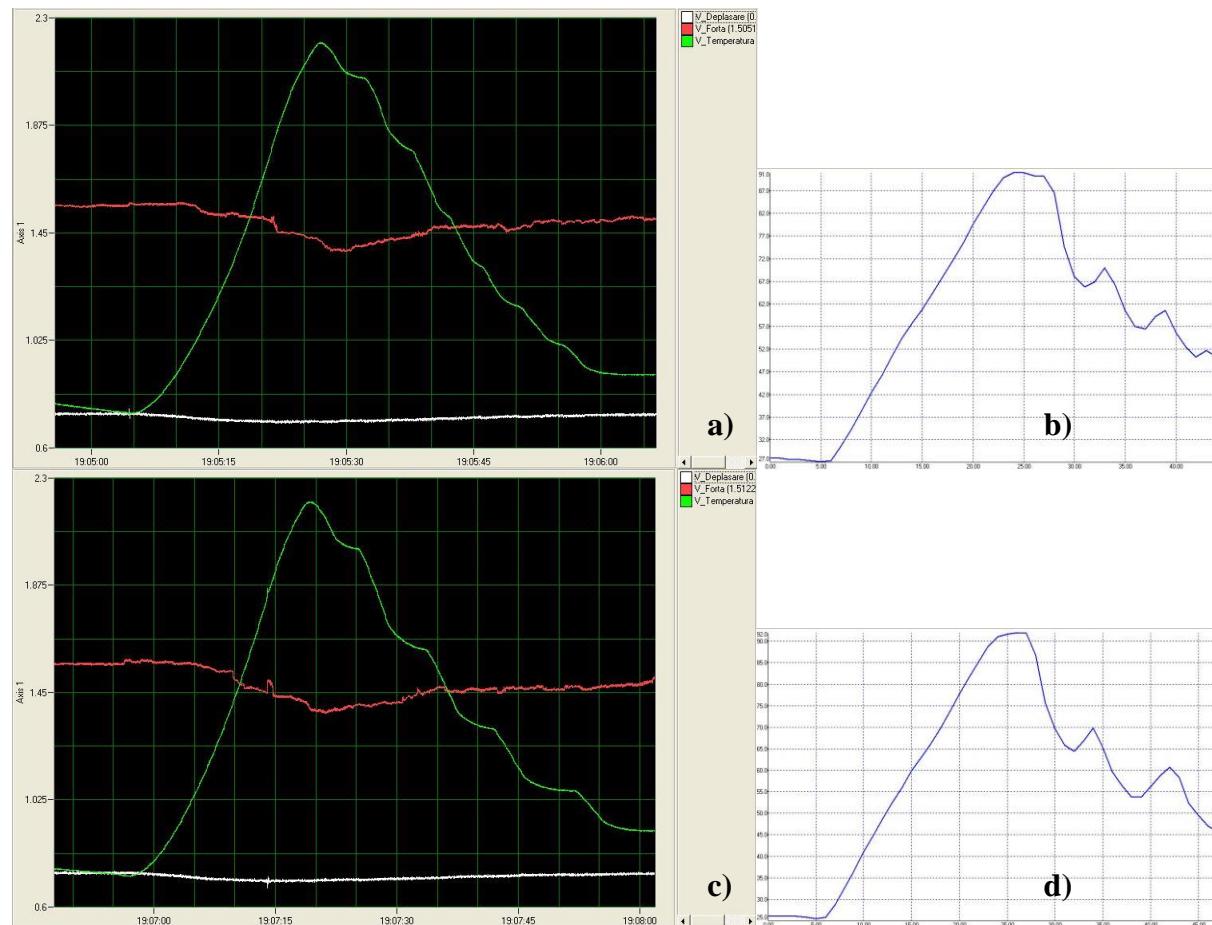
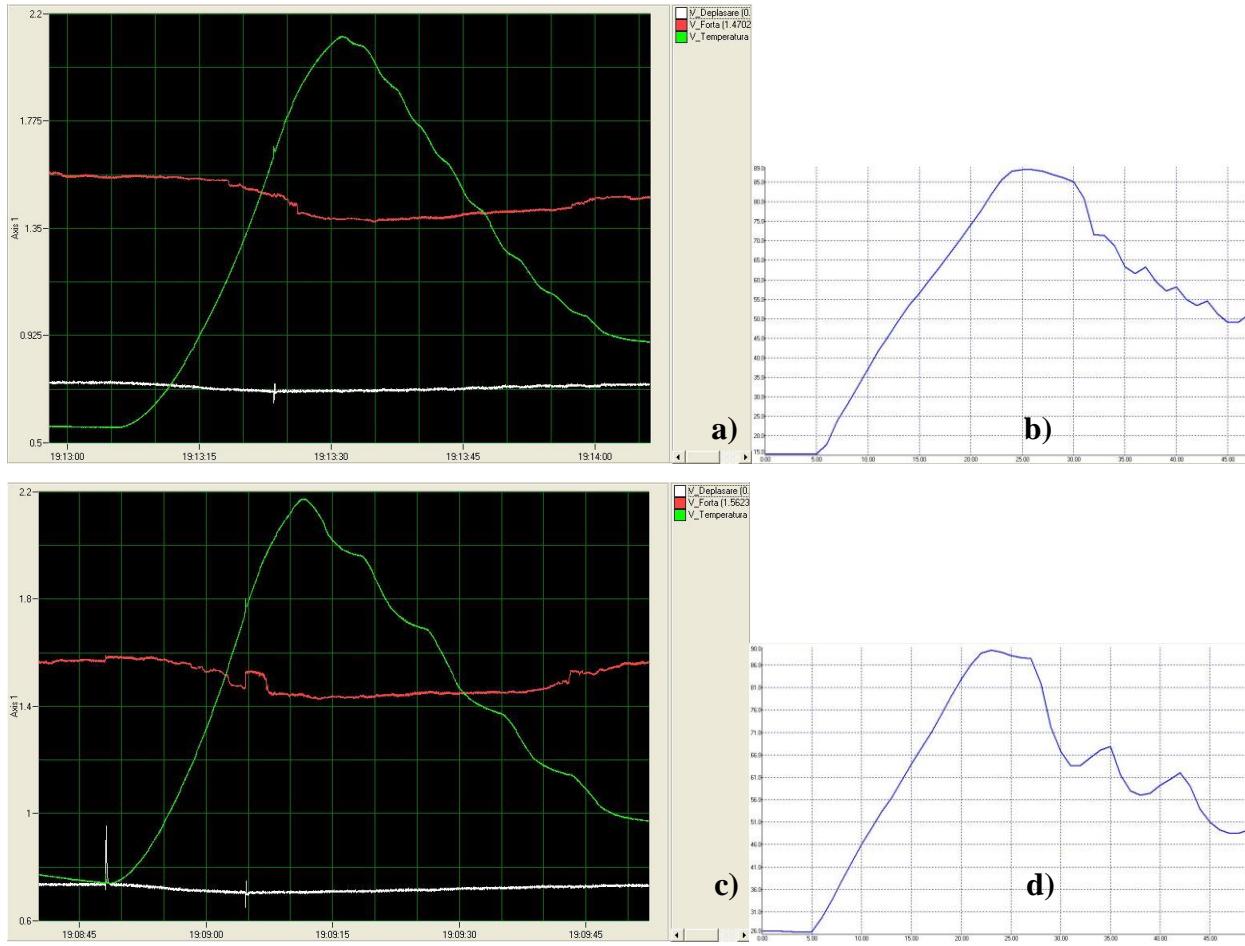


Figura 6. 22 Evoluțiile caracteristice temperaturii, deplasării și forței, pentru o variație a forței de rezistență între 2,943 - 3,624 N și o deformare liniară de 0,6 mm

Prin comparație cu evoluțiile anterioare ale caracteristicilor temperaturii, deplasării și forței, adoptând o forță de rezistență mai mare, de 2,943 până la 3,624 N, a fost observat că variațiile evolutive perturbatoare ale forței elementului deformator își diminuează proporția în comparație cu valoarea forței utile.



**Figura 6.23 Evoluțiile caracteristice temperaturii, deplasării și forței, pentru o variație a forței de rezistență între 3,924 - 4,867 N și o deformare liniară de 0,6 mm**

Figura 6.23 prezintă caracteristicile de evoluție valorică ale parametrilor testați de temperatură, deplasare și forță, când, prin analiza datelor experimentale, s-a constatat că deformarea liniară de 0,6 mm se menține, la aceste valori limită superioare ale variației forței de rezistență de 3,924 până la 4,867 N.

Așa cum se poate observa, diferențe valorice și comportamentale între elementele deformatoare testate, există. Acestea, însă, trebuie percepute și analizate nu doar cantitativ, ci și calitativ, relativ la condițiile de testare și modalitatea de realizare a elementelor din AMF d.p.d.v. al evoluției cercetărilor în domeniul dezvoltării acestora.

A fost considerat ca fiind elocvente testări ale comportamentului evolutiv al elementelor deformatorului, în condițiile unei răciri neforțate, normale ambientale. În acest sens sunt prezentate caracteristicile grafice de evoluție parametrică a temperaturii, forței și deplasării din figura 6.24. Evoluțiile valorice indicate sunt corespunzătoare unui element supus unei variație în trei trepte a forței rezistente de 2,323; 2,576; 2,754 N.

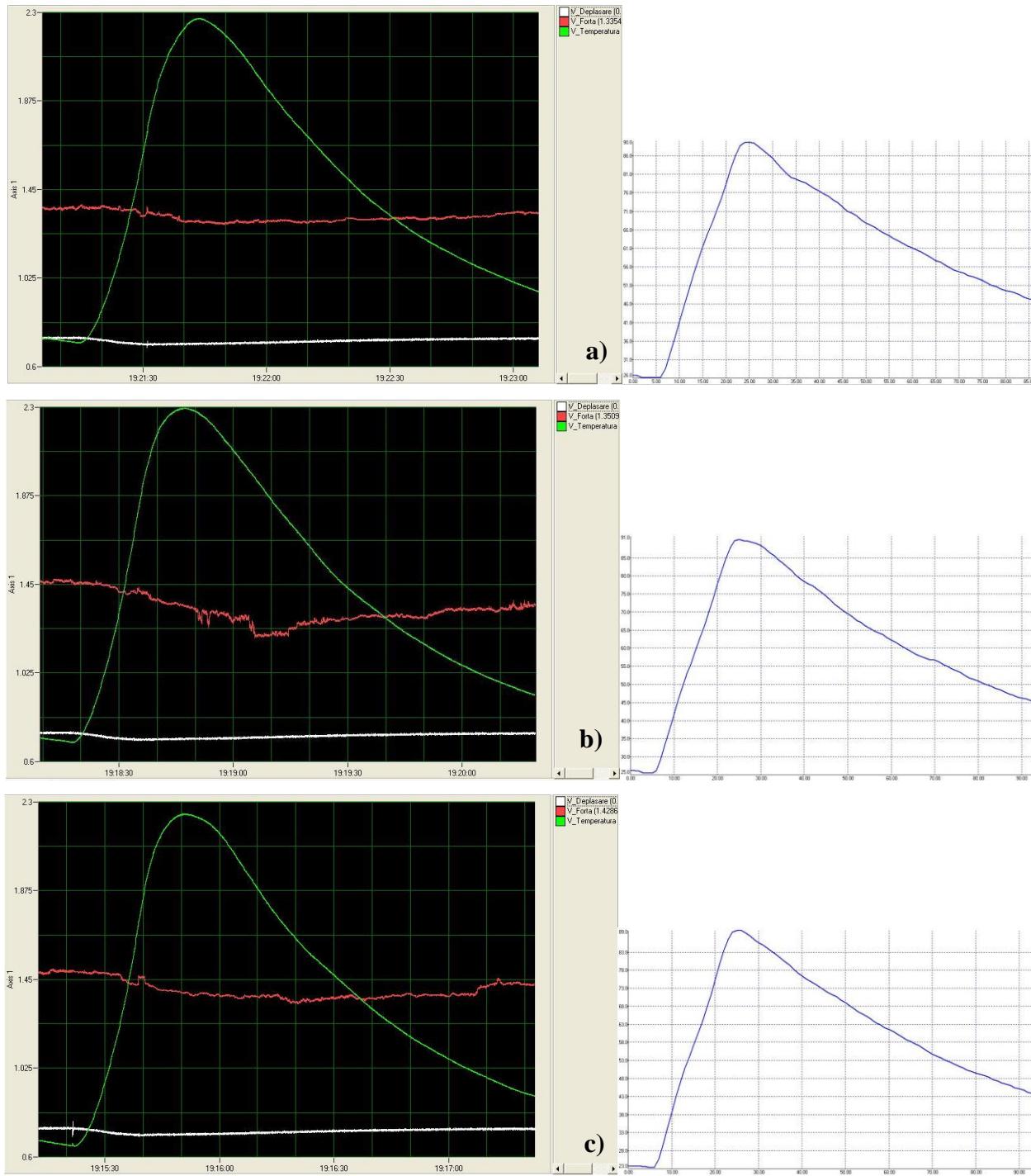


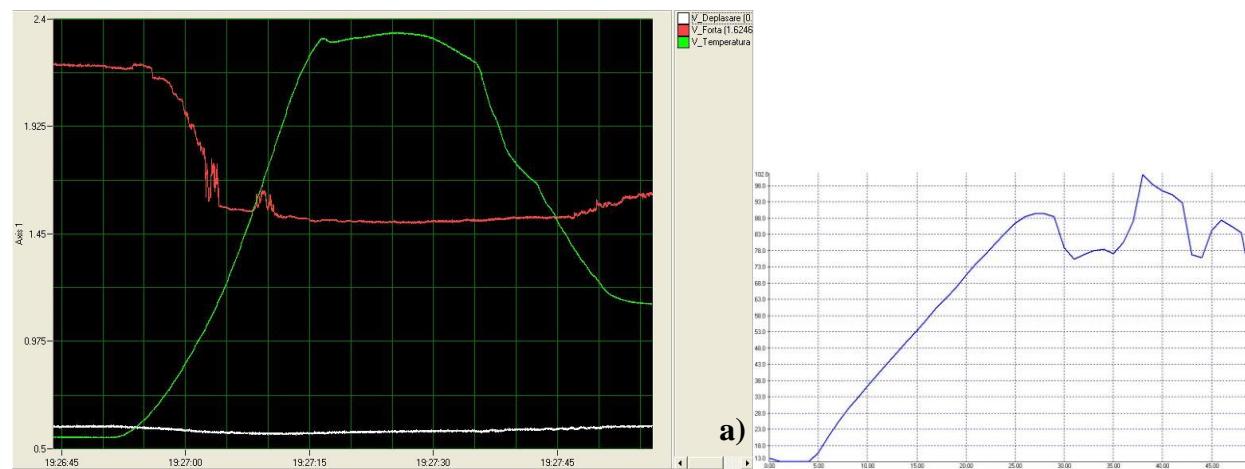
Figura 6.24 Evoluțiile caracteristice temperaturii, deplasării și forței; pentru o variație în trei trepte a forței de rezistență: a) 2,323; b) 2,576; c) 2,754 N, o deformare liniară de 0,6 mm și o răcire normală.

Astfel, s-a observat o prelungire considerabilă a perioadei de răcire de pană la de două ori - două ori și jumătate față de cazul răcirii forțate, în condițiile unei valori ale temperaturii ambientale menționate anterior.

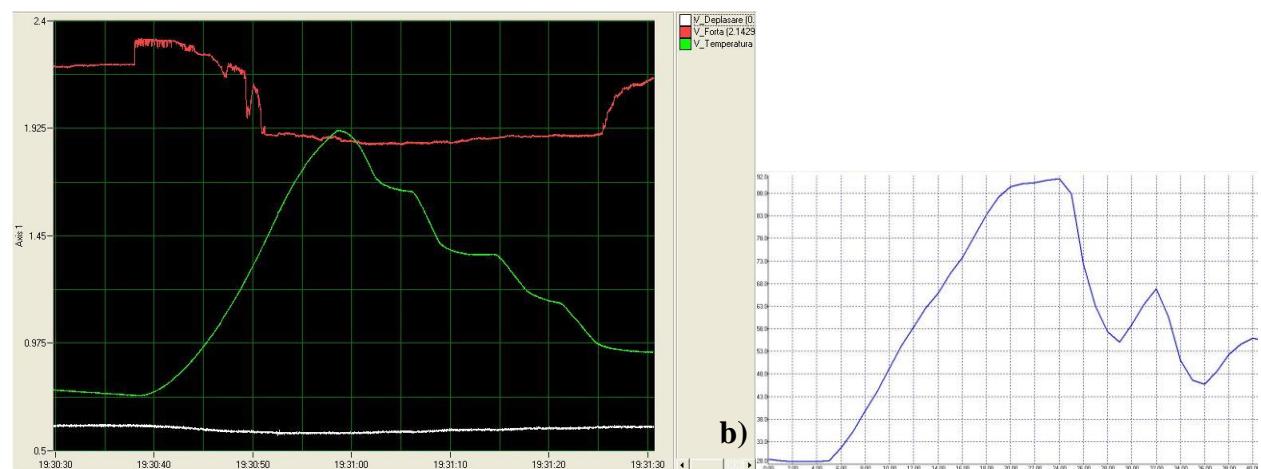
Atât pentru cazul unei încărcări accidentale mult peste limita superioară determinată experimental și menționată anterior, în ambele stări la temperatura ambientală, pe parcursul

funcționării sau la limita maximă de deformare, cât și pentru cazul în care se dorește cunoașterea valorică și comportamentală a evoluției parametrice a elementelor din AMF, au fost considerate condiții de testare la limite progresive mult superioare de încărcare.

De accea, în figura 6.25 s-au determinat evoluțiile caracteristice temperaturii, deplasării și forței; considerând o variație progresivă de aproximativ 4 N în cinci trepte a forței de rezistență: 5,433; 9,356; 13,224; 16,874; 20,653 N. În aceste cazuri ale supra-încărcării a fost urmărită determinarea gradului de deformare liniară rezultată.



a) 5,433 N



b) 9,356 N

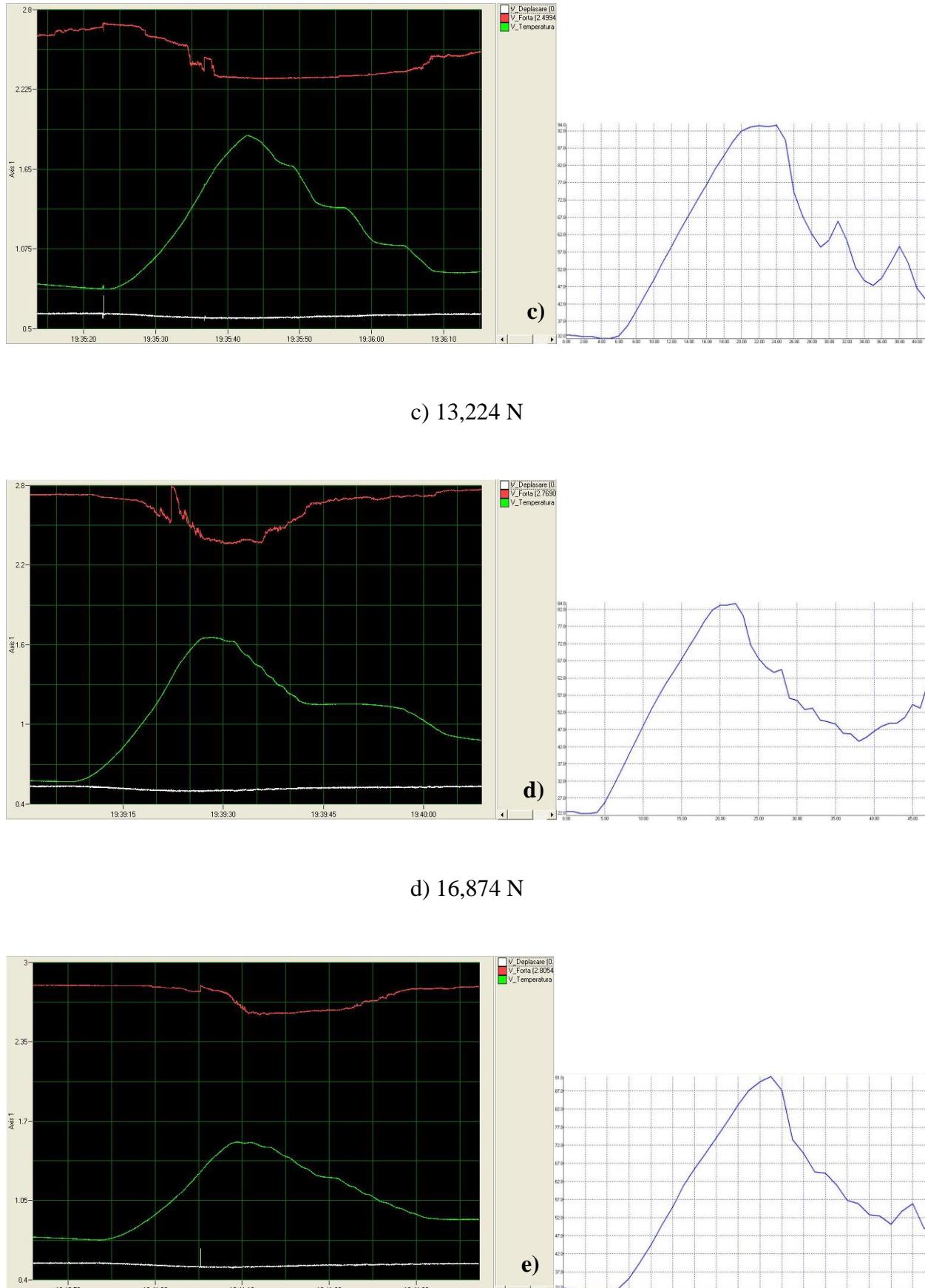


Figura 6. 25 Evoluțiile caracteristice temperaturii, deplasării și forței; pentru o variație în cinci trepte a forței de rezistență: a) 5,433; b) 9,356; c) 13,224; d) 16,874; e) 20,653 N

## 6.11 Dependența timpului de stabilizare a temperaturii de intensitatea curentului electric

Ca urmare a determinărilor experimentale și a analizelor cantitative realizate, s-a considerat relevant să fie exprimată grafic și dependența valorică a temperaturii elementelor din AMF de intensitatea curentului electric de conducție, care parcurge elementele pentru a realiza creșterea temperaturii acestora.

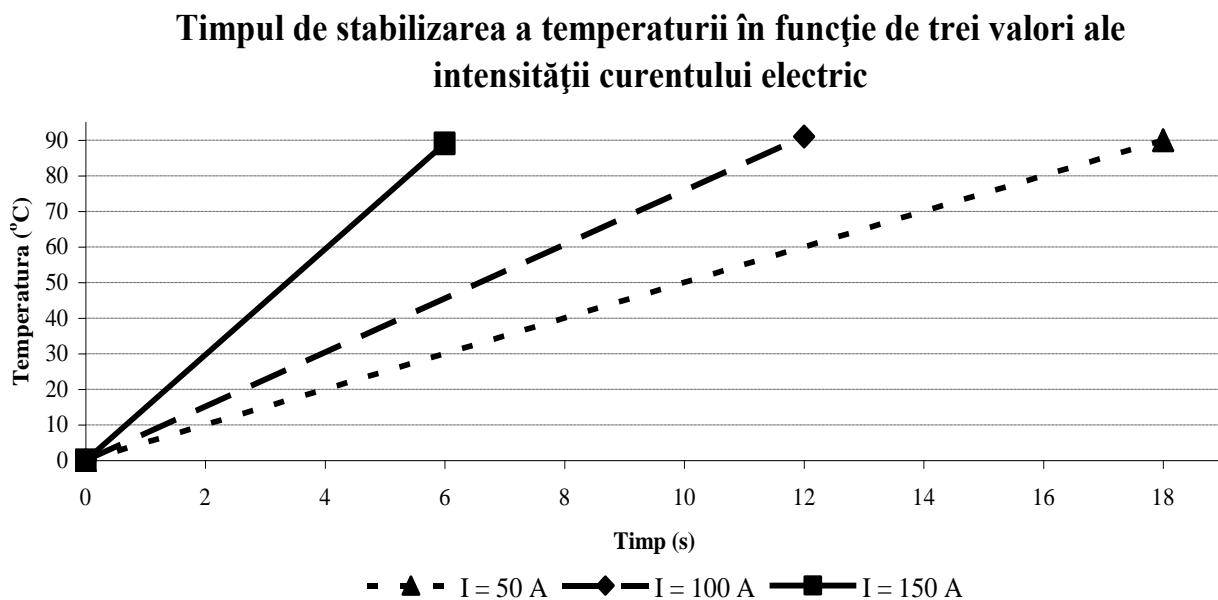


Figura 6. 26 Timpul de stabilizare a temperaturii sub influența a trei valori ale intensității curentului de comandă

În figura 6.26 se prezintă un domeniu convenit de temperatură, în raport cu care se urmărește timpul de stabilizare a temperaturii sub influența a trei valori ale intensității curentului de comandă: 50, 100 și 150 A. Se poate exprima, astfel, viteza de variație a temperaturii în funcție de cele trei valori de curent.

## 6.12 Concluzii și contribuții și personale

### Concluzii

Valorile parametrilor cinetostatici funcționali ai deformatorului armonic s-au realizat prin determinări experimentale practice multiple, rezultând valori ale forței și deplasării realizate de elementele deformatoare din AMF. Astfel, au fost realizate un model practic de testare a elementelor deformatoare și un model electric rezistiv de comandă a acestora necesar fazei de încălzire.

Prin tensionarea controlată a elementelor active ale deformatorului, cu ajutorul unei pârghii mecanice de gradul III, au fost realizate forțele de rezistență care s-au opus forței dezvoltate de elemente. Prin măsurarea forței elastice variabile de rezistență a pârghiei și implementarea instrumentului virtual, folosind funcții de corelație au fost stabilite valorile forței cu care elementele active pot acționa.

Folosind un traductor laser de deplasare interconectat cu instrumentul virtual, au fost determinate și caracteristicile evolutive de deplasare ale extremităților elementelor active.

Prinț-o metoda comparativă, care a presupus utilizarea unui termometru fără contact în inflaroșu și un senzor rezistiv cu inerție termică minimă interconectat cu instrumentul virtual, au fost obținute și valorile evoluției temperaturii.

Toți cei trei parametrii implicați au fost afișați simultan, din punctul de vedere al caracteristicilor de evoluție, și înregistrați atât ca și valori numerice, sub formă tabelară, cât și grafic evolutiv, sub forma unor caracteristici continue, pentru fiecare etapă experimentală considerată.

Astfel, pentru o deplasare relativă completă a extremităților elementelor de 6 mm, au fost aplicate pe pași forțe progresiv crescătoare, stabilindu-se valoarea limită maximă a forței la aproximativ 5 N, în condițiile unei temperaturi de 92 - 95 °C aplicate elementului.

S-a observat și faptul că prin creșterea valorii forței, timpul de deformare nu cunoaște o creștere notabilă, acesta fiind în schimb în cea mai mare măsură dependent de modul de creștere a temperaturii.

Testele au fost efectuate pe două sau trei elemente, după caz, urmărindu-se constanță valorilor înregistrate la teste care au presupus repetabilitate.

A fost constat că, deși funcționarea elementelor a fost indicată ca fiind la o temperatură de peste 90 °C, acestea exercită aceeași forță și la o temperatură mai mică, de până la 84 °C, cu observația că timpul de deformare maximă se prelungesc cu aproximativ 3 sec.

Constanta de timp de întârziere dintre atingerea valorii temperaturii și realizarea deplasării și forței maxime este de 1,5 sec la 90° C și 4,5 sec la 84° C.

O altă constantă de timp foarte importantă în proiectarea diferitelor tipuri de actuatori din AMF este și durata de timp scursă din momentul atingerii temperaturii optime de funcționare și atingerea limitei de deformare maximă. Pentru cazul în care temperatura crește de la 35 °C la 90° C, timpul măsurat de la atingerea valorii de 90° C până la atingerea deformării maxime este de 1 - 1,2 sec.

În practică aplicării tehnologiilor AMF, este foarte important de știut modul și timpul în care elementele ajung la temperaturile de funcționare. Astfel, au fost determinate, de asemenea,

vitezele de atingere a limitei de 90° C a temperaturii, în funcție de intensitatea curentului electric de conducție, 6 sec la 150 A, 12 sec la 100 A și 18 sec la 50 A.

### **Contribuții personale**

Crearea unui model fizic și a unei metode analitice proprii de experimentare organizate în funcție de necesitățile experimentale și optimizate conform cu dotările existente.

Au fost avute în vedere toate cerințele care se impun unei activități practice de cercetare și au fost realizate prin cooperarea mai multor persoane angrenate în activitatea de cercetare științifică.

Datele obținute ca urmare a testelor efectuate, au fost centralizate, procesate, analizate și prezentate sub formă de tabele și grafice de evoluție.

Informațiile determinate pot constitui o baza de date importantă pentru viitoare cercetări și experiența acumulată poate fi de ajutor viitorilor cercetători care vor dori să continue activitate în această direcție.

## **Capitolul VII. Concluzii și contribuții personale. Propunerea unor căi viitoare de cercetare. Diseminarea rezultatelor cercetării**

### **7.1 Concluzii**

Prin tema sa, prezenta teză de doctorat propune un model tipologic novativ de transmisie armonică, echipat cu un deformator - activ de concepție cu totul nouă, care este realizat pe baza elementelor din aliaje cu memoria formei. Acest deformator - activ are un rol dublu, implicând pe de o parte rolul clasic de deformare a elementului flexibil și realizare a angrenării, iar pe de altă parte crează propria rotire simulată.

Acest caracter unic pe care îl prezintă deformatorul - activ, a presupus o proiectare și realizare multidisciplinară, care a impus la rândul său un studiu bibliografic amplu și diferențiat. Analiza materialului bibliografic a avut ca obiective analiza complexă și completă a tipologiilor de TA, precum și dobândirea cât mai multor informații cu privire la AMF. Studiul ultimelor lucrări științifice din domeniul TA a condus la reliefarea câtorva aspecte importante constructive și funcționale, cu privire la precizia de poziționare a acestora și modul de control în funcție de modelul de implementare, precum și la modalitățile de considerare și optimizare în sensul diminuării vibrațiilor și variațiilor de cuplu cauzate de frecările datorate angrenării.

Informațiile dobândite din studiul bibliografic al modalităților multiple de implementare, optimizare și control activ al AMF au scos în evidență câteva aspecte care trebuie avute în vedere de-a lungul procesului de proiectare, cea mai importantă fiind diferența între cele două faze active ale AMF, cea de încălzire și cea de răcire.

Pentru a aprofunda cunoștințe tehnico - aplicative asupra TA a fost abordat pe larg modul de funcționare și clasificarea TA, punându-se accentul pe aspectele de detaliu care definesc diferite modele. Schemele sub diferite forme sunt analizate calitativ, subliniindu-se analitic și fenomenologic particularități relevante care au putut fi considerate în diferite etape de calcul.

Analiza comparativă realizată între transmisiile armonice și cele planetare a pus în evidență particularitățile și similitudinile celor două tipuri de transmisii, analogia dintre acestea fiind pe deplin relevantă în cadrul calculului cinematic al transmisiei armonice, unde raportul de transmitere suportă același mod de calcul ca și în cazul transmisiei planetare.

Aprofundarea în extenso a câtorva tipuri constructive de transmisii armonice sub aspectul implementării acestora, a condus la dobândirea unor cunoștințe importante sub aspect constructiv și funcțional, care s-au dovedit folositeare în analiza noului prototip de TA.

Transmisiile armonice au fost clasificate într-un mod obiectiv, structura logică și diferențiată permitând autorului o apreciere clară asupra caracterului novativ pe care îl are

transmisia armonica cu deformator - activ. TA cu tipologia propusă a fost apreciată ca fiind diferită structural și conceptual, chiar dacă se pot face unele analogii parțiale cu cele deja existente, acest model va avea pe viitor un loc distinct și, cu ajutorul cercetărilor care vor urma, bine definit în această latură nouă a mecanismelor de transmitere și, în cazul acesta, producere a mișcării.

Schemele structurale au stat la baza analizei transmisiei armonice cu deformator - activ. Prin intermediul acestora au fost stabilite gradele de mobilitate și desmodromia, ținându-se cont de forma constructivă a zonelor de contact, poziția relativă a acestora și încărcarea mecanismului.

A fost realizată o analogie cu transmisia armonică cu două unde clasice și s-a făcut diferențierea structurală între deformatorul clasic și cel propus. În schema cinematică s-a evidențiat fiecare element din AMF ca fiind un element motor cu cuplă de translație de clasă V. La finalul analizei s-a determinat că, gradul de mobilitate al mecanismului este egal cu numărul elementelor conduceătoare, astfel fiind îndeplinită condiția de desmodromie a mecanismului.

În urma studiului efectuat asupra gradului de mobilitate al mecanismului, s-a ajuns la concluzia că acesta se poate calcula mai simplu, prin studierea unei scheme structurale simplificate. Ca urmare, a fost formulată și propusă o formulă proprie de calcul. După realizarea analizei comparative a rezultat că cele două rezultate obținute sunt identice și, astfel a fost validat modelul de calcul propus. Pentru verificarea valabilității modelului s-a abordat analitic și mecanismul armonic cu o undă. În final s-a concluzionat că, toate mecanismele studiate îndeplinesc condiția de dezmodromie și metoda propusă de către autor, pentru determinarea gradului de mobilitate, se poate aplica la transmisia armonică dințată cu generator de unde din AMF, menținând condiția ca numărul de elemente să fie mai mare sau egal cu cel minim necesar.

La realizarea analizei cinematice a fost evidențiat faptul că generatorul de unde (deformatorul), în acest caz, nu se rotește. Punând această condiție transmisia nu ar funcționa, deoarece raportul de transmitere ar fi nul. Totuși, transmisia armonică funcționează atunci când se produce deformarea elementului flexibil, astfel încât acesta să rămână tot timpul în angrenare și legea de deformare a elementului flexibil să fie cea necesară funcționării. Pentru ca această deformare să existe, elementele din construcția deformatorului trebuie, la rândul lor, să realizeze deplasări bine determinate strâns legate între ele. Aceste deplasări, datorită naturii elementelor, sunt doar deplasări după o direcție. Prin determinarea modului în care elementele din construcția deformatorului realizează deplasările necesare, presupunerea făcută inițial a fost demonstrată.

Ținându-se cont de tipologia structurală novativă a acestui tip de angrenaj armonic cu deformator - activ din AMF, au fost concepute și simulate numeric două tipuri constructive de

TA. Primul tip constructiv a fost realizat după modelul unei TA reale, cu roată dințată fixă rigidă danturată pe interior și roată dințată flexibilă mobilă danturată pe exterior. Din cauza complexității structurale și a multitudinii de suprafete care se puteau afla la un moment dat în contact, simularea acestui model a durat foarte mult timp și nu a fost finalizată pe considerentul prea multor grade de libertate, fapt semnalat de programul de simulare ca eroare. Considerându-se un model simplificat nedanturat al celor două roți, s-a realizat un nou model de simulare care a fost simulat cu succes.

Prinț-o analiză non-statică cu element finit a fost simulată funcționarea TA, prinț-o deformare continuă a roții flexibile cu ajutorul unui deformator cu patru și opt elemente active, cărora li s-a impus o deplasare liniară de 0,6 mm după o funcție de variație sinusoidală. Primul model nu a reușit să demonstreze realizarea unei deformări continue și complete a elementului flexibil. Cel de-al doilea model de deformator cu opt elemente active, a determinat o deformare continuă și completă a elementului flexibil.

În final se poate afirma cu certitudine că, prin implementarea numerică a unui model geometric al TA cu două unde și prin structurarea unui model de simulare non - liniară statică, obținut prin stabilirea condițiilor adecvate de producere a două unde de deformare simulată continuu, a rezultat un model numeric funcțional al TA.

Valorile parametrilor cinetostatici funcționali ai deformatorului armonic s-au obținut prin determinări experimentale practice multiple, rezultând valori ale forței și deplasării realizate de elementele deformatoare. Astfel, au fost realizate un model practic de testare a elementelor deformatoare și un model electric rezistiv de comandă a acestora necesar fazei de încălzire.

Prin tensionarea controlată a elementelor active ale deformatorului, cu ajutorul unei pârghii mecanice de gradul III, au fost determinate forțele de rezistență care s-au opus forței dezvoltate de elemente. Prin măsurarea acesteia cu ajutorul instrumentației virtuale și prin folosirea unor funcții de corelație au fost stabilite valorile forței cu care elementele active pot acționa.

Folosind un traductor laser de deplasare interconectat cu instrumentul virtual, au fost determinate și caracteristicile evolutive de deplasare ale extremităților elementelor active.

Prinț-o metodă comparativă, care a presupus utilizarea unui termometru fără contact în inflaroșu și un senzor rezistiv cu inerție termică minimă interconectat cu instrumentul virtual, au fost obținute și valorile evoluției temperaturii.

Toți cei trei parametri implicați au fost afișați simultan, din punctul de vedere al caracteristicilor de evoluție, și înregistrați ca valori numerice, sub formă tabelară, și grafic evolutiv, sub forma unor caracteristici continue, pentru fiecare etapă experimentală considerată.

Astfel, pentru o deplasare relativă completă a extremităților elementelor de 0,6 mm, au fost aplicate pe pași forțe progresiv crescătoare, stabilindu-se valoarea maximă a forței la aproximativ 5 N, în condițiile unei temperaturi de 92 - 95 °C aplicate elementului.

S-a observat și faptul că prin creșterea valorii forței, timpul de deformare nu cunoaște o creștere notabilă, acesta fiind în schimb în cea mai mare măsură dependentă de modul de creștere a temperaturii.

Testele au fost efectuate pe două sau trei elemente, după caz, urmărindu-se constanța valorilor înregistrate la teste, care au presupus repetabilitate.

A fost constat că, deși funcționarea elementelor a fost indicată ca fiind la o temperatură de peste 90 °C, acestea exercită aceeași forță și la o temperatură mai mică, de până la 84 °C, cu observația că timpul de deformare maximă se prelungesc cu aproximativ 3 sec.

Constanta de timp de întârziere dintre atingerea valorii temperaturii și realizarea deplasării și forței maxime este de 1,5 sec la 90° C și 4,5 sec la 84° C.

O altă constantă de timp foarte importantă în proiectarea diferitelor tipuri de actuatori din AMF este și durata de timp scursă din momentul atingerii temperaturii optime de funcționare și atingerea limitei de deformare maximă. Pentru cazul în care temperatura crește de la 35 °C la 90° C, timpul măsurat de la atingerea valorii de 90° C până la atingerea deformării maxime este de 1 - 1,2 sec.

În practică aplicării tehnologiilor AMF, este foarte important de știut modul și timpul în care elementele ajung la temperaturile de funcționare. Astfel, au fost determinate, de asemenea, vitezele de atingere a limitei de 90° C a temperaturii, în funcție de intensitatea curentului electric de conducție, 6 sec la 150 A, 12 sec la 100 A și 18 sec la 50 A.

La final, realizarea practică a modelului de deformator - activ din AMF vine în sprijinul temei abordate prin demonstrarea funcțională a prototipului novativ de transmisie armonică. Prin abordarea etapizată și structurată a proiectării deformatorului au fost evidențiate aspecte importante de ordin analitic, practic și organizatoric:

- importanța și relevanța creării unui cadru multidisciplinar de cooperare între colectivele de cercetare;
- dobândirea de noi cunoștințe, care au condus la rezolvarea anumitor probleme cu grade diferite de dificultate întâlnite pe parcursul proiectării;
- informațiile și modalitățile de soluționare a anumitor etape pot fi de folos în cadrul unor abordări viitoare;
- acest model de deformator se constituie într-un punct de plecare care oferă informații importante, dar și multiple oportunități de îmbunătățire, prin aceasta constituindu-se într-o importantă provocare pe plan tehnico - științific;

- considerând tendințele actuale de implementarea a tehnologiilor novative, se poate considera că acest model de TA face parte din categoria unor astfel de tehnologii ecologice.

## 7.2 Contribuții personale

Sintetizarea și managementul materialului bibliografic amplu și divers au fost făcute pe baza a două considerente majore: aplicabilitatea și relevanța ultimelor informații în domeniul TA și AMF, precum și structurarea reprezentativă pe domenii de interes.

Contribuțiiile autorului au constat și în considerarea diferitelor tipuri de analogii care pot fi făcute între modelele diferite de transmisii armonice și / sau de altă natură.

Au fost sintetizate și analizate câteva modele noi de mecanisme, deopotrivă cu modalitățile diverse de implementare ale acestora.

S-a făcut o clasificare a tipurilor constructive de deformatoare, unde a fost evidențiat caracterul structural clar distinct și novativ al deformatorului - activ propus spre analiză în această lucrare.

Au fost realizate scheme analitice și structurale având diferite grade de complexitate, toate demonstrându-se relevante în analizele efectuate.

Condiția de desmodromie a mecanismului a fost demonstrată prin determinarea gradului de mobilitate pe baza schemelor și tabelelor analitice considerate.

O nouă metodă de analiză a fost structurată și validată pentru transmisii armonice de acest tip. Tot aici, a fost propusă și verificată o nouă relație analitică pentru determinarea gradului de mobilitate a transmisiilor armonice cu deformator - activ din AMF.

Analiza cinematică a noului tip de angrenaj armonic a fost realizată și verificată analitic prin structurarea unui algoritm care să vină în întâmpinarea noii structuri propuse.

Modelul geometric al ansamblului TA a fost realizat cu precizie, în mai multe variante, iar prin simularea acestora s-a putut demonstra funcționarea unui asemenea mecanism.

A fost determinată și implementată în analiza cu element finit funcția de deplasare a elementelor active ale deformatorului pentru a obține o deformare completă și continuă a elementului flexibil al TA.

Numărul minim de opt elemente necesare pentru a crea o deformare continuă a fost stabilit prin simulări non - liniare statice.

A fost creat un model fizic și o metodă analitică proprie de experimentare, organizate în funcție de necesitățile experimentale și optimizate conform dotărilor.

Datele obținute ca urmare a testelor efectuate, au fost centralizate, procesate, analizate și prezentate sub formă tabelară și grafică.

Informațiile obținute pot constitui o baza de date importantă pentru viitoare cercetări și experiența acumulată poate fi de ajutor în cadrul unor viitoare cercetări.

Modelul de deformator armonic - activ cu patru elemente a fost proiectat, optimizat și realizat practic. Cu această ocazie, au fost evidențiate etapele de proiectare și optimizare conceptuală și funcțională, precum și etapele semnificative din realizarea practică a acestuia.

### **7.3 Propunerea unor căi viitoare de cercetare**

Există certitudinea că acest model novativ de TA va suscita pe viitor interesul colectivelor de cercetare din alte medii universitare și industriale, fapt care va conduce la optimizarea constructivă și funcțională a actualului model, în vederea implementării în aplicații tehnice ingineresci.

Autorul propune câteva căi viitoare de cercetare, după cum urmează:

- îmbunătățirea constructivă a prototipului prin realizarea unui model complet pe principiul propus în cadrul capitolului de simulare numerică;
- implementarea și optimizarea algoritmului de comandă secvențială a elementelor din AMF, prin echipamente automate specifice;
- testarea mai multor tipuri de AMF, în vederea obținerii eficienței electromecanice maxime;
- crearea altor tipuri constructive de TA folosind acest principiu al deformatorului - activ;
- verificarea comparativă a vibrațiilor între acest model de TA și alte modele care sunt acum pe piața angrenajelor armonice.

### **7.4 Diseminarea rezultatelor cercetării**

Pe parcursul perioadei de doctorat am participat la o serie de conferințe naționale și internaționale. În urma participării la aceste activități științifice în cadrul căror am expus activitatea și rezultatele studiilor doctorale, au rezultat un număr de 15 lucrări publicate în proceedings-uri sau în reviste (7 ISI, 5 BDI, 3 conferințe internaționale) după cum urmează:

1. **Bizău V. I.**, Vela I., Miloș O., Vișan A., Mitulețu I. C., *Functional Simulation of Harmonic Drive with S.M.A. Wave Generator*, 7th WSEAS International Conference on Dynamical Systems and Control (CONTROL '11) Iasi, Romania, July 1-3, 2011.
2. **Bizău V. I.**, *Implementing A Data Bases Structure For The Statistic Overwork Of Data Collected In A Questionnaire Form*, ANALELE UNIVERSITĂȚII "EFTIMIE MURGU" REȘIȚA FASCICOLA II, 2012 Pag.602-610.
3. Gillich G.R., Amariei D., Gillich N., Chioncel C.P., **Bizau V. I.**, Birdeanu E.D., *About the use of shape memory alloys in vibration damping*, Annals Of Daaam For

- 2008 & Proceedings Of The 19th International Daaam Symposium, 2008, Pag. 551-552, ISBN:978-3-901509-68-1.
4. Marta C., Midan A., Suciu L., Rosu M., **Bizău V. I.**, *Device for the gravitational self-voiding of liquid-state alloys or metals under their own weight*, Annals Of Daaam For 2009 & Proceedings Of The 20th International Daaam Symposium, 2009, Vol. 20, Pag. 569-570, ISBN:978-3-901509-70-4.
  5. Nitulescu L., Visan A., Bichescu A.I., **Bizău V. I.**, Ionescu V., *Interactive adult education in engineering through EWE/EWI*. Annals Of Daaam For 2009 & Proceedings Of The 20th International Daaam Symposium, 2009, Vol. 20, Pag. 1291-1292, ISBN:978-3-901509-70-4.
  6. Ruja I., **Bizău V. I.**, Marta C., Tufoi M., Rosu M., *Study of the transitory regime performances of an electro-mechanic drive with asynchronous motor*, Annals Of Daaam For 2009 & Proceedings Of The 20th International Daaam Symposium, 2009, Vol. 20, Pag. 1467-1468, ISBN:978-3-901509-70-4.
  7. Suciu L., Marta C., Tatucu I., **Bizău V. I.**, Lupinca C.I., *The determination of the characteristics of a welding transformer with DAQ system*, Annals Of Daaam For 2009 & Proceedings Of The 20th International Daaam Symposium, 2009, Vol. 20, Pag. 587-588, ISBN:978-3-901509-70-4.
  8. Tufoi M., Marta C., Vela I., **Bizău V. I.**, Suciu L., Rosu M., *Method for the automation of the horizontal continuous casting installation with programmable logical automata*, Annals Of Daaam For 2009 & Proceedings Of The 20th International Daaam Symposium, 2009, Vol. 20, Pag. 1611-1612, ISBN:978-3-901509-70-4.
  9. Tufoi M., **Bizău V. I.**, Marta C., *Management of Industrial Processes with Programmable Logic Controller*, Analele universității “Eftimie Murgu” Reșița, Anul XVI, NR. 1, 2009, ISSN 1453 – 7397, pag. 254-265
  10. Hațegan C., Gillich G. R., Mitulețu I. C., Suciu L., **Bizău V. I.**, Nedeloni M. D., Cablea A., *Generalized calculus of lamb waves dispersion curves in multi-layered planar structures*, Conferința Internațională de Fizică, „TIM - 10”, Universitatea de Vest Timișoara, Facultatea de Fizică, 2010.
  11. Tufoi M., Vela I., Marta C., Nedelcu I., **Bizău V. I.**, Stroia M.D., *Modernization mechanical plant for withdrawal profiles in horizontal continuous casting*, Proceedings Of The 7th International Conference Of Daaam Baltic Industrial Engineering, Vols 1 And 2, Tallinn, ESTONIA, APR 22-24, 2010, Pag. 221-225, ISBN:978-9985-59-982-2.

12. Marta C., Ruja I. Tufoi M., **Bizău V. I.**, Suciu L., Rosu M., *Studies regarding the elaboration of the manganese austenitic steel in the induction electric furnace with acid coating*, Analele Universității “Eftimie Murgu” Reșița, 2010. ISSN 1453 – 739.
13. Ruja I., Breaban F., Marta C., Tufoi M., **Bizău V. I.**, *Laboratory Facilities for Testing Thermal Engines*, Analele Universității “Eftimie Murgu” Reșița, 2010. ISSN 1453 – 739.
14. Ruja I., Marta C., Tufoi M., **Bizău V. I.**, *Study on the internal combustion engine loaded with resistant torque produced by electrical machines*, ROBOTICA & MANAGEMENT International Journal, 2010, ISSN 1453-2069.
15. Vela I., Vela G. D., **Bizău V. I.**, Micloșină C., Amariei D., *Design of a Driving Kinematical Joint Actuated with Intelligent Materials used in Structure of Industrial Robots*, MTM and Robotics 2012 - Joint International Conference of the 11th International Conference on Mechanisms and Mechanical, Clermont Ferrand, FRANCE, JUN 06-08, 2012, ISBN:978-3-03785-395-5.

## Bibliografie

- [1] Abramowitz M., Stegun I., *Handbook of mathematical functions With, National Bureau of Standards*, 1972.
- [2] Alexandru C., *Modelarea și Prototiparea Virtuală a Mecanismelor pe Baza Softurilor Performante Tip MBS*, Annals Of The Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, 2006.
- [3] Amariei D., Gillich G. R., Vela I., Negru I., Mitulețu I. C., *Researches about Structures Exposed to Vibrations Reinforced with Shape Memory Alloy Bracings*, 3rd WSEAS International Conference on Engineering Mechanics, Structures, Engineering Geology (EMESEG '10) International Conference on Geography and Geology 2010 (WORLDGEO '10) Corfu Island, Greece, July 22-24, 2010.
- [4] Amariei D., Micloșină C., Vela I., Mitulețu I. C., Vela D., *Researches about Parameters Stabilization for Long-time Functionality of Shape Memory Alloy Active Elements*, 3rd WSEAS International Conference on Engineering Mechanics, Structures, Engineering Geology (EMESEG '10) International Conference on Geography and Geology 2010 (WORLDGEO '10) Corfu Island, Greece, July 22-24, 2010.
- [5] Anghel Șt., Sava I., *Testarea preciziei cinematice de orientare a angrenajului armonic dublu*, Robotica și management, 1998.
- [6] Ardelean F., *3D modelling of the harmonic drive using “Catia”*, Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, Volume VI (XVI), 2007.
- [7] Ardelean F., *Applications of the harmonic drives in various domains*, Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, Volume IX (XIX), 2010.
- [8] Ardelean F., Ungur P., *Comparison between the classical harmonic drive and the hermetized harmonic drive*, Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, Volume VI (XVI), 2007.
- [9] Ashwini J., Vijay K. K., *Effect on Strength of Involute Spur Gear by Changing the Fillet Radius Using FEA*, International Journal Of Scientific & Engineering Research Volume 2, Issue 9, ISSN 2229-5518, September-2011
- [10] Asua E., Etxebarria V., Garcia-Arribas A., *Neural network-based micropositioning control of smart shape memory alloy actuators*, ScienceDirect, Elsevier, Engineering Applications of Artificial Intelligence 21, 2008, Pag. 796-804.

- [11] Bayón A., Gascón F., Medina R., Nieves F.J., Salazar F., *Study of pure transverse motion in free cylinders and plates in flexural vibration by Ritz's method*, European Journal of Mechanics / A Solids, 2010.
- [12] **Bizău V. I.**, Vela I., Miloș O., Vișan A., Mitulețu I. C., *Functional Simulation of Harmonic Drive with S.M.A. Wave Generator*, 7th WSEAS International Conference on Dynamical Systems and Control (CONTROL '11) Iasi, Romania, July 1-3, 2011.
- [13] **Bizău V. I.**, *Implementing A Data Bases Structure For The Statistic Overwork Of Data Collected In A Questionnaire Form*, ANALELE UNIVERSITĂȚII “EFTIMIE MURGU” REȘIȚA FASCICOLA II, 2012 Pag.602-610.
- [14] Bo Zeng, Ran Ding, Zefang Zhou, Zhonglai Wang, Huanwei Xu, *Parameter optimization of harmonic gear drive based on hybrid genetic algorithm*, Quality, Reliability, Risk, Maintenance, and Safety Engineering (ICQR2MSE), IEEE International Conference on, DOI: 10.1109 / ICQR2MSE.2012.6246411, 2012 , Pag. 1089 - 1092.
- [15] Bratu P., *Analiza Structurilor Elastice. Comportarea la Acțiuni Statische și Dinamice*, Ed. Impuls, București, 2011.
- [16] Bujoreanu L. G., *Materiale inteligente*, Editura „Junimea”, ISBN 973-37-0735-X, Iași, 2002.
- [17] Catalano M. G., Schiavi R., Bicchi A., *Mechanism Design for Variable Stiffness Actuation based on Enumeration and Analysis of Performance*, 2010 IEEE International Conference on Robotics and Automation, Anchorage Convention District, May 3-8, 2010, Pag. 3285 - 3291.
- [18] Changming Z., Hui Z., *Straight-tooth Bevel Gear Parametric Design and Rapid Prototype Manufacturing*, Shaanxi University of Technology, Hanzhong City, China, pag. 480-483, 2010.
- [19] Chen X., Lin S., Xing J., *The investigation of elongation of the neutral line in harmonic drive*, International Conference on Computer Design and Applications, ICCDA 2010, 4, 5541055, 2010, Pag. 4383-4386.
- [20] Cheng-Huei Han, Chun-Chih Wang, Tomizuka M., *Suppression of vibration due to transmission error of harmonic drives using peak filter with acceleration feedback*, Advanced Motion Control, 2008. AMC '08. 10th IEEE International Workshop on, DOI: 10.1109 / AMC.2008.4516063, 2008, Pag. 182 - 187.
- [21] Chironis N., Slater Neil *Mechanisms and Mechanical Devices Sourcebook*, ISBN 0-07-146761-0, 2007.
- [22] Chuang Zou, Tao Tao, Gedong Jiang, Xuesong Mei, *Deformation and stress analysis of short flexspline in the harmonic drive system with load*, Mechatronics and

Automation (ICMA), IEEE International Conference on, DOI:  
10.1109/ICMA.2013.6617997, 2013, Pag. 676 - 680.

- [23] Cicone T., *Gear Terminology*, Machine Elements & Mechanisms, 2004 - 2005.
- [24] Cocco V., Iacoviello F., Natali S., Volpe V., Maiolino F., *Fatigue crack micromechanisms on a PE Zn-Cu-Al alloy*, Convegno Nazionale IGF XXII, Roma, Italia, 1-3, ISBN 978-88-95940-47-2, 2013.
- [25] Dali A. A., *Contribuții la geometria, cinematica și calculul de rezistență a angrenajelor cu elemente dințate deformabile*. Teză de doctorat, I.P. Cluj-Napoca, 1982.
- [26] Dassault Systems - *SolidWorks 2010 Assembly Modeling*, 300 Baker Avenue, Concord, Massachusetts, 01742, USA, 2010.
- [27] Dassault Systems - *SolidWorks 2010 Advanced Part Modeling*, 300 Baker Avenue, Concord, Massachusetts, 01742, USA, 2010.
- [28] Dassault Systems - *SolidWorks 2010 Motion*, 300 Baker Avenue, Concord, Massachusetts, 01742, USA, 2010.
- [29] Dong H., Wang D., Ting K.-L., *Elastic kinematic and geometric model of harmonic gear drives*, Proceedings of the ASME International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, DETC 2008, 2 (PART A), 2009, Pag. 717-725.
- [30] Dong H., Zhu. Z., Zhou W., Chen Z., *Dynamic simulation of harmonic gear drives considering tooth profiles parameters optimization*, Journal of Computers, 7 (6), 2012, Pag. 1429-1436.
- [31] Enache Al., *Materiale compozite cu matrice metalică având proprietăți de memorie a formei*, Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi” din Iași, Facultatea de Știință și Ingineria Materialelor, Teză de Doctorat, 2012.
- [32] Fei Li, Long Tian, *Total meshing area changing disciplinarian of work meshing pair of oscillating-teeth end-face harmonic gear*, Electronic and Mechanical Engineering and Information Technology (EMEIT), IEEE International Conference on, Volume 8, DOI: 10.1109 / EMEIT.2011.6023972, 2011 , Pag. 4192 - 4195.
- [33] Feng G. Q., Li G., Liu Z. H., Niu H. L., Li F. C., *Numerically Simulating the Sandwich Plate System Structures*, J. Marine Sci. Appl. 9: 286-291, 2010.
- [34] Filipoiu I. D., Tudor A., *Proiectarea Transmisiilor Mecanice*, Editura BREN, București, ISBN 973-8143-26-8, 2001, 2002, 2004, 2005, 2006
- [35] Gandhi P.S., Ghorbel F.H., Dabney J., *Modeling, identification, and compensation of friction in harmonic drives*, Decision and Control, 2002, Proceedings of the

41st IEEE Conference on, Volume: 1, DOI: 10.1109 / CDC.2002.1184485, 2002, Pag. 160 - 166.

[36] Gang-jun Li, *Simulation of Harmonic Drive in Precision Robotic System*, 2010 Sixth International Conference on Natural Computation (ICNC 2010), Pag. 4278 - 4281.

[37] Gedouin P. A., Delaleau E., Bourgeot J. M., Join C., Chirani S. A., Calloch S., *Experimental comparison of classical PID and model-free control: Position control of a shape memory alloy active spring*, Control Engineering Practice 19, 2011, Pag. 433-441.

[38] Gillich G.R., Amariei D., Gillich N., Chioncel C.P., **Bizau V. I.**, Birdeanu E.D., *About the use of shape memory alloys in vibration damping*, Annals Of Daaam For 2008 & Proceedings Of The 19th International Daaam Symposium, 2008, Pag. 551-552, ISBN:978-3-901509-68-1.

[39] Gillich G.R., Bratu P., Frunzăverde D., Amariei D., Iancu V., *Identifying Mechanical Characteristics of Materials with Non-linear Behavior using Statistical Methods*, Proceedings of the 4th WSEAS international conference on Computer engineering and applications, 2010.

[40] Glema A., Lodygowski T., Sumelka W., *The Numerical Analysis of the Intrinsic Anisotropic Microdamage Evolution in Elasto-Viscoplastic Solids*, International Journal of Damage Mechanics, DOI: 10.1177/1056789508097543, 2009.

[41] Godler I., Hashimoto M., *Torque control of harmonic drive gears with built-in sensing*, Industrial Electronics Society, IECON '98. Proceedings of the 24th Annual, Conference of the IEEE, Volume: 3, DOI: 10.1109/IECON.1998.723004, 1998 , Pag. 1818 - 1823.

[42] Grigorenko Ya. M., Shevchenko Yu. N., Vasilenko A. T., et al., *Numerical Methods*, A.S.K., Kiev , 2002.

[43] Grabowski S., Entel P., *Elementary diffusion processes in al-cu-zn alloys: an ab initio study*, World Scientific on November 24, 1999.

[44] Hai-bo Gao, Hong-chao Zhuang, Zhi-gang Li, Zong-quan Deng, Liang Ding, Zhen Liu, *Optimization and experimental research on a new-type short cylindrical cup-shaped harmonic reducer*, Journal of Central South University, Volume 19, Issue 7, 2012, Pag. 1869-1882.

[45] Hațegan C., Gillich G. R., Mitulețu I. C., Suciu L., **Bizău V. I.**, Nedeloni M. D., Cablea A., *Generalized calculus of lamb waves dispersion curves in multi-layered planar structures*, Conferința Internațională de Fizică, „TIM - 10”, Universitatea de Vest Timișoara, Facultatea de Fizică, 2010.

- [46] Huang S., Leary M., Ataalla T., Probst K., Subic A., *Optimisation of Ni-Ti shape memory alloy response time by transient heat transfer analysis*, ScienceDirect, Materials and Design 35, 2012, Pag. 655-663.
- [47] Huimin Dong, Zhi Chen, Chunmao Zhang, Delun Wang, *Deformation Discipline of the Flexspline in Harmonic Drives with Engagement Output*, Advances in Reconfigurable Mechanisms and Robots I, 2012, Pag. 197-207.
- [48] Ianici S., *Contribuții la sinteza transmisiilor cu element deformabil*, Teză de Doctorat, UPT, 1998.
- [49] Ianici S., *Sinteză structurală a transmisiilor armonice duble*, Analele UEM Reșița, 1998.
- [50] Icardi U., Ferrero L., *Preliminary study of an adaptive wing with shape memory alloy torsion actuators*, ScienceDirect, Materials and Design 30, 2009, Pag. 4200-4210.
- [51] In-Moon Kim, Hwi-Su Kim, Jae-Bok Song, *Embedded Joint Torque Sensor with Reduced Torque Ripple of Harmonic Drive*, Intelligent Autonomous Systems 12, Advances in Intelligent Systems and Computing Volume 194, 2013, Pag. 633-640.
- [52] Irie M., *Shape memory polymers*, Shape Mem.Mater., (Otsuka, K.and Wayman, C.M., eds.), Cambridge University Press, 1998, Pag. 203-219.
- [53] Jani J. M., Leary M., Subic A., Gibson M. A., *A review of shape memory alloy research, applications and opportunities*, ScienceDirect, Materials and Design 56, 2014, Pag. 1078-1113.
- [54] Jula A., Chișu E., Lates M.-T., *Organe de Mașini și Transmisii Mecanice*, Editura Universității Transilvania, Brașov, ISBN 978-973-635-444-1, 2005.
- [55] Kumar P. K., Lagoudas D. C., *Introduction to Shape Memory Alloys*, DOI: 10.1007/978-0-387-47685-8\_1, Springer Science+Business Media, LLC 2008.
- [56] Kayabasi O., Erzincanli F., *Shape optimization of tooth profile of a flexspline for a harmonic drive by finite element modelling*, Materials & Design, Volume 28, Issue 2, 2007, Pag. 441-447.
- [57] Langelaar M., Keulen F., *Modeling of shape memory alloy shells for design optimization*, ScienceDirect, Elsevier, Computers and Structures 86, 2008, Pag. 955-963.
- [58] Lauletta A., *The Basics of Harmonic Drive Gearing*, Gear Product News, 2006, Pag. 32-36.
- [59] Leary M., Schiavone F., Subic A., *Lagging for control of shape memory alloy actuator response time*, Technical Report, ScienceDirect, Materials and Design 31, 2010, Pag. 2124-2128.

- [60] Leon D., Arzola N., Tovar A., *Statistical analysis of the influence of tooth geometry in the performance of a harmonic drive*, The Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, Springer-Verlag, DOI 10.1007/s40430-014-0197-0, 2014.
- [61] Li G., *Adaptive impulse controller design of harmonic drives system with friction*, Applied Mechanics and Materials 86, 2011, Pag. 543-546.
- [62] Li Z., Melek W., Clark C. M., *Development and characterization of a modular and reconfigurable robot*, in the 2nd International Conference on Changeable, Agile, Reconfigurable and Virtual Production (CARV 2007), Toronto, Canada, July 22-24, 2007.
- [63] Li Z., Melek W. W.; Clark C., *Decentralized robust control of robot manipulators with harmonic drive transmission and application to modular and reconfigurable serial arms*, Robotica 27 (2), DOI:10.1017/S0263574708004712, 2009, Pag. 291-302.
- [64] Loeschel B., Jost Goettlert, Gabi Gruetzner, Martin Bednarzik, Christoph Waberski, Gisela Ahrens, Rainer Engelke, Varshni Singh, Reinhard Degen, Udo Kirsch, *Extreme aspect ratio NiFe gear wheels for the production of commercially available Micro Harmonic Drive gears*, Microsystem Technologies, Volume 14, Issue 9-11, 2008, Pag. 1675-1681.
- [65] Lombard M., SolidWorks 2010 Bible, Wiley Publishing Inc., Indianapolis, Indiana, ISBN 978-0-470-55481-4, SUA, 2010.
- [66] Luca A. D., Siciliano B., Zollo L., PD control with on-line gravity compensation for robots with elastic joints: Theory and experiments, Automatica, 41, 2005, Pag. 1809-1819.
- [67] Lungu I., *Cercetări privind dezvoltarea actuatorilor liniari și rotativi pe bază de aliaje cu memoria formei, cu aplicații în sistemele de tip microfabrică*, Teză de Doctorat, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, Facultatea de Mecanică, 2010.
- [68] Malmquist D., Wikander J., Frede D., *Optimal Design of Harmonic Drive Servo*, 2013 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM), Wollongong, Australia, 2013, Pag. 1579 - 1584.
- [69] Mănescu T. Șt., Nedelcu D., *Analiza structurală prin metoda elementului finit*, Editura Orizonturi Universitare, ISBN 973-638-217-6, Timișoara, 2005.
- [70] Marta C., Midan A., Suciu L., Rosu M., **Bizău V. I.**, *Device for the gravitational self-voiding of liquid-state alloys or metals under their own weight*, Annals Of Daaam For 2009 & Proceedings Of The 20th International Daaam Symposium, 2009, Vol. 20, Pag. 569-570, ISBN:978-3-901509-70-4.

- [71] Marta C., Ruja I. Tufoi M., **Bizău V. I.**, Suciu L., Rosu M., *Studies regarding the elaboration of the manganese austenitic steel in the induction electric furnace with acid coating*, Analele Universității “Eftimie Murgu” Reșița, 2010. ISSN 1453 – 739.
- [72] Masoumi M., Alimohammadi H., *An investigation into the vibration of harmonic drive systems*, Frontiers of Mechanical Engineering, 2013, Volume 8, Issue 4, Pag. 409-419.
- [73] Militaru R., Drecean A., *Optimization of the Computer-Assisted Designing Process in the Mechanical Transmissions Domain*, Universitatea Transilvania din Brașov, Catedra Design de Produs și Robotică, Simpozionul național cu participare internațională, PROiectarea ASIstată de Calculator, P R A S I C ' 02, Vol. II - Organe de mașini. Transmisii mecanice, 7-8 Noiembrie, Brașov, România, ISBN 973-635-075-4, 2002.
- [74] Miloiu Gh., ş.a., *Transmisii mecanice moderne*, București, Editura Tehnică, Ediția a doua, 1981.
- [75] Ming H. W., Schetky L. McD., *Industrial Applications for Shape Memory Alloys*, Proceedings of the International Conference on Shape Memory and Superelastic Technologies, Pacific Grove, California, 2000, Pag. 171-182.
- [76] Mitulețu I. C., Ion VELA, Cărămidaru V. D., **Bizău V. I.**, *Accomplishment of a Load Capacity Test-Stand for the Xylan 1052-layers Testing*, Analele Universității “Eftimie Murgu” Reșița, Fascicola de Inginerie, anul XVIII, nr.1, Editura Eftimie Murgu Reșița, ISSN 1453-7397, 2011.
- [77] Musser W. C., *US Patent US2906143 A*, Publication type Grant, Publication date Sep 29, 1959.
- [78] Nedelcu D., *Stress Analyse of an Admission Valve with Finite Element Method*, Analele Universitatii „Eftimie Murgu”, Resita, Fascicola 1, Facultatea de Inginerie, 2007.
- [79] Nedelcu D., *Voice Commands of a 2D Graph*, Annual symposium of the Institute of Solid Mechanics SISOM 2010, Bucharest, May 27-28, 2010.
- [80] Nedelcu, D., *Proiectare și simulare numerica cu SolidWorks*, Editura Eurostampa, Timisoara, ISBN 978-606-569-276-3, 2011.
- [81] Nespoli A., Bessegini S., Pittaccio S., Villa E., Viscuso S., *The high potential of shape memory alloys in developing miniature mechanical devices: A review on shape memory alloy mini-actuators*, ScienceDirect, Sensors and Actuators A 158, 2010, Pag. 149-160.
- [82] Nicknam A., Hosseini M. H., *Structural Damage Localization and Evaluation Based on Modal Data via a New Evolutionary Algorithm*, Arch Appl Mech 82:191-203 DOI 10.1007/s00419-011-0548-6, 2012.

- [83] Niemann G., §.a., *Maschinenelemente*, Berlin, Heidelberg, New York, Tokio, Springer Verlag, 1983.
- [84] Palaghian L., §.a., *Reductoare armonice*, București, Editura Tehnică, 1996.
- [85] Payne, J., *Beginning Python. Using Python 2.6 and 3.1*, Wiley Publishing Inc., ISBN 978-0-470-41463-7, 2010.
- [86] Praisach Z.-I., Minda P. F., Gillich G.-R., Minda A. A., *Relative frequency shift curves fitting using FEM modal analyses*, Proceedings of the 4th WSEAS International Conference on Finite Differences - Finite Elements - Finite Volumes - Boundary Elements, Paris, 2011 , Pag. 82-87.
- [87] Preissner C., Royston T.J., Shu D., *A high-fidelity harmonic drive model*, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME, 134 (1), 011002, 2012.
- [88] Radeş M., *Vibrării Mecanice*, Ed. Printech, București, 2008.
- [89] Renfro M., *Modelling Gear Teeth in Pro/ENGINEER Wildfire 4.0 "Macmillan"*, National Kaohsiung University of Applied Sciences, Taiwan, 2010, Pag. 398-403.
- [90] Ruja I, **Bizau V. I.**, Marta C., Tufoi M., Rosu M., *Study of the transitory regime performances of an electro-mechanic drive with asynchronous motor*, Annals Of Daaam For 2009 & Proceedings Of The 20th International Daaam Symposium, 2009, Vol. 20, Pag. 1467-1468, ISBN:978-3-901509-70-4.
- [91] Sheveleva G. I., Volkov A. E., Medvedev V. I., *Algorithms for Analysis of Meshing and Contact of Spiral Bevel Gears*, Moscow State University of Technology, Stankin, Russia, 2007, Pag. 198-215.
- [92] Schiedeck F., Mojrzisch S., *Frequency-domain control design for shape memory alloy actuators*, ScienceDirect, Elsevier, Sensors and Actuators A 169, 2011, Pag. 133-140.
- [93] Schiller E. H., *Heat Engine Driven by Shape Memory Alloys: Prototyping and Design, Master of Science in Mechanical Engineering*, Thesis submitted to the Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University, 2002.
- [94] Sensinger J. W., Lipsey J. H., *Cycloid vs. Harmonic Drives for use in High Ratio, Single Stage Robotic Transmissions*, 2012 IEEE International Conference on Robotics and Automation, RiverCentre, Saint Paul, Minnesota, USA, 2012, Pag. 4130 - 4135.
- [95] Shao-wen Le, Gang-jun Li, *Study of Resolution for Harmonic Drives Controller with Friction in Precision Robotic System*, 2011 Eighth International Conference on Fuzzy Systems and Knowledge Discovery (FSKD), IEEE, 2011, Pag. 2404 - 2407.

- [96] Shao-wen Le, Gang-jun Li, *Impulse Control of Harmonic Drives with Friction in Precision Robotic System*, 2011 Eighth International Conference on Fuzzy Systems and Knowledge Discovery (FSKD), IEEE, 2011, Pag. 2523 - 2526.
- [97] Sharma S. V., Nayak M. M., Dinesh N. S., *Shape memory alloy based motor*, Sadhana, India, Vol. 33, Part 5, 2008, Pag. 699-712.
- [98] Shin D. D., Mohanchandra K. P., Carman G. P., *Development of hydraulic linear actuator using thin film SMA*, ScienceDirect, Elsevier, Sensors and Actuators A 119, 2005, Pag. 151-156.
- [99] Skrzat A., *Modeling of Elasto-Plastic Materials in Finite Element Method*, Buletin Științific, Seria C, Volumul XXIII, Fascicola: Mecanică, Tribologie, Tehnologia Construcțiilor de Mașini, ISSN 1224-3264, 2009.
- [100] Staiger A., Degen R., *Precision Positioning down to Single Nanometres Based on Micro Harmonic Drive Systems*, Micro-Assembly Technologies and Applications, IFIP - International Federation for Information Processing Volume 260, 2008, Pag. 257-263.
- [101] Stanciu S., *Materiale cu memoria formei : metode de investigație și aplicații în tehnica*, Ed. Universitas XXI, ISBN 978-606-538-004-2, Iași, 2009.
- [102] Suciu L., Marta C., Tatuțu I., **Bizau V. I.**, Lupinca C.I., *The determination of the characteristics of a welding transformer with DAQ system*, Annals Of Daaam For 2009 & Proceedings Of The 20th International Daaam Symposium, 2009, Vol. 20, Pag. 587-588, ISBN:978-3-901509-70-4.
- [103] Tadayoni A., Xie W. F., Gordon B. W., *Adaptive control of harmonic drive with parameter varying friction using structurally dynamic wavelet network*, International Journal of Control, Automation and Systems, Volume 9, Issue 1, 2011, Pag. 50-59.
- [104] Taghirad H. D., Khosravi M. A., *Stability analysis and robust composite controller synthesis for flexible joint robots*, Advanced Robotics, vol. 20, NO. 2, 2006, Pag. 181-211.
- [105] Tjahjowidodo T., Al-Bender F., Brussel H., *Theoretical modelling and experimental identification of nonlinear torsional behaviour in harmonic drives*, Mechatronics, Volume 23, Issue 5, 2013, Pag. 497-504.
- [106] Tufoi M., Marta C., Vela I., **Bizău V. I.**, Suciu L., Rosu M., *Method for the automation of the horizontal continuous casting installation with programmable logical automata*, Annals Of Daaam For 2009 & Proceedings Of The 20th International Daaam Symposium, 2009, Vol. 20, Pag. 1611-1612, ISBN:978-3-901509-70-4.
- [107] Tufoi M., Vela I., Marta C., Nedelcu I., **Bizău V. I.**, Stroia M.D., *Modernization mechanical plant for withdrawal profiles in horizontal continuous casting*, Proceedings Of

The 7th International Conference Of Daaam Baltic Industrial Engineering, Vols 1 And 2, Tallinn, ESTONIA, APR 22-24, 2010, Pag. 221-225, ISBN:978-9985-59-982-2.

[108] Tuttle T. D., *Understanding and Modeling the Behavior of a Harmonic Drive Gear Transmission*, Report, Massachusetts Institute of Technology, 1992.

[109] Tuttle T. D., Seering W. P., *A Nonlinear Model of a Harmonic Drive Gear Transmission*, IEEE Transactions on Robotics and Automation, 12(3), 1996, Pag. 368 - 374.

[110] Vela G. D., Micloșină C., Tufoi M., Tuță A., *Length Determination of Flexible Toothed Wheel of a Double Harmonic Drive, Depending on the Deformation Elastic Force*, The 3rd WSEAS International Conference on Engineering Mechanics, Structures, Engineering Geology Corfu 2010, ISBN: 978-960-474-203-5, 2010.

[111] Vela G. D., *Contribuții la perfeționarea funcțional-construcțivă a transmisiilor armonice*, Teză de Doctorat, Timișoara, 2010.

[112] Vela I., *Contribuții privind funcționarea și construcția mecanismelor cu elemente dințate elastice*, Teză de Doctorat, Timișoara, 1987.

[113] Vela I., *Proiectarea Dispozitivelor*, Vol. I, ISBN 973 - 98496 - 5 - 2, Editura „Eftimie Murgu“ Reșița, 1998.

[114] Vela I., Vela G. D., **Bizău V. I**, Micloșină C., Amariei D., *Design of a Driving Kinematical Joint Actuated with Intelligent Materials used in Structure of Industrial Robots*, MTM and Robotics 2012 - Joint International Conference of the 11th International Conference on Mechanisms and Mechanical, Clermont Ferrand, FRANCE, JUN 06-08, 2012, ISBN:978-3-03785-395-5.

[115] Ueura K., Kiyosawa Y., Kurogi J., Kanai S., Miyaba H., Maniwa K., Suzuki M., Obara S., *Tribological aspects of a strain wave gearing system with specific reference to its space application*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 222 (8)DOI:10.1243/13506501JET415. ISSN 1350-6501, 2008, Pag. 1051-1061.

[116] Wakjira J., *The VT1 Shape Memory Alloy Heat Engine Design, Master of Science in Mechanical Engineering*, Thesis submitted to the Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University, 2001.

[117] Williams E. A., Shaw G., Elahinia M., *Control of an automotive shape memory alloy mirror actuator*, ScienceDirect, Elsevier, Mechatronics 20, 2010, Pag. 527-534.

[118] Xiao, Q.-J., Jia, H.-G., *Study on deformation and stress of short ring-flexspline in engagement output harmonic drive*, Suxing Gongcheng Xuebao/Journal of Plasticity Engineering, 19 (6), 2012, Pag. 28-34.

- [119] Xiaoxia Chen, Shuzhong Lin, Jingzhong Xing, *The investigation of elongation of the neutral line in harmonic drive*, Computer Design and Applications (ICCDA), IEEE International Conference on, Volume: 4, DOI: 10.1109 / ICCDA.2010.5541055, 2010, Pag. 383 - 386.
- [120] Xiaoxia Chen, Yusheng Liu, Jingzhong Xing, Shuzhong Lin, Ming Ma, *A novel method based on mechanical analysis for the stretch of the neutral line of the flexspline cup of a harmonic drive*, Mechanism and Machine Theory, Volume 76, 2014, Pag. 1-19.
- [121] Xiaoxia Chen, Yusheng Liu, Jingzhong Xing, Shuzhong Lin, Wei Xu, *The parametric design of double-circular-arc tooth profile and its influence on the functional backlash of harmonic drive*, Mechanism and Machine Theory, Volume 73, 2014, Pag. 1-24.
- [122] Yamamoto M., Iwasaki M., Kainuma M., Okitsu Y., Yuki K., Sasaki K., Yajima T., *Compensation for synchronous component of angular transmission errors in harmonic drive gearings*, Advanced Motion Control, 2010 11th IEEE International Workshop on, Papers (2), DOI: 10.1109 / AMC.2010.5464103, 2010, Pag. 361 - 365.
- [123] Yao-Jen Lai, Long-Jyi Yeh, Min-Chie Chiu, *An experimental investigation on shape memory alloy dynamic splint for a finger joint application*, ScienceDirect, Elsevier, Sensors and Actuators A 173, 2012, Pag. 210- 218.
- [124] Yu-Sheng Lu, Shuan-Min Lin, *Disturbance-observer-based adaptive feedforward cancellation of torque ripples in harmonic drive systems*, Springer-Verlag, DOI 10.1007/s00202-006-0057-8, 2007, Pag. 95-106.
- [125] Yu-Sheng Lu, Shuan-Min Lin, Markus Hauschild, Gerd Hirzinger, *A torque-ripple compensation scheme for harmonic drive systems*, Electrical Engineering, Volume 95, Issue 4, 2013, Pag. 357-365.
- [126] Zhang H., Ahmad S., Liu G., *Torque Estimation Technique of Robotic Joint with Harmonic Drive Transmission*, 2013 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA), Karlsruhe, Germany, 2013, Pag. 3034 - 3039.
- [127] Zhang H., Ahmad S., Liu G., *Modeling of Torsional Compliance and Hysteresis Behaviors in Harmonic Drives*, Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on, Volume PP, Issue 99, DOI: 10.1109 / TMECH.2014.2311382, 2014, Pag. 1 - 8.
- [128] Zhang L.-x., Hu G.-x., *Transient thermal response of SMA actuator under gas-jet impingement*, ScienceDirect, Elsevier, Sensors and Actuators A 133, 2007, Pag. 152-160.
- [129] Zou W.J., Zhao J., Wang P.W., Hu S.G., *Numerical simulation of three-dimensional flow field of a paddle-spiral ribbon impeller*, 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, 2012.
- [130] \*\*\* [https://www.academia.edu/4875683/Materialele\\_cu\\_memorie\\_a\\_formei.pdf](https://www.academia.edu/4875683/Materialele_cu_memorie_a_formei.pdf).

[131] \*\*\* <http://www.mec.upt.ro/rezi/e-books.html> (Faur N., *Mecanica Materialelor, Noțiuni Fundamentale, Statică, Solicitări Simple*, Politehnica University of Timisoara Faculty of Mechanical Engineering Department Strength of Materials, 2012).

[132] \*\*\* <http://harmonicdrive.net/reference/applicationhandbook/>  
\*\*\* <http://www.directindustry.com/prod/harmonic-drive-ag/hollow-shaft-harmonic-gear-reducers-4733-718807.html>.