

CONTRIBUȚII PRIVIND ACȚIONAREA PNEUMATICĂ A DISPOZITIVELOR DE PROTEZARE ȘI SUSȚINERE A SCHELETULUI UMAN

Teză destinată obținerii
titlului științific de doctor inginer
la
Universitatea "Politehnica" din Timișoara
în domeniul INGINERIE MECANICĂ
de către

Ing. LILIANA DRĂGAN

Conducători științifici:

Prof. univ dr. ing. IOAN CRĂCIUN

Prof. univ dr. ing. IOAN NICOARĂ

Referenți științifici:

Prof. univ dr. ing. NICOLAE ALEXANDRESCU

Prof. univ dr. ing. INOCENTIU MANIU

Prof. univ dr. ing. SAVA IANICI

Ziua susținerii tezei: 31.10.2008

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- | | |
|------------------------|---|
| 1. Automatică | 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații |
| 2. Chimie | 8. Inginerie Industrială |
| 3. Energetică | 9. Inginerie Mecanică |
| 4. Ingineria Chimică | 10. Știința Calculatoarelor |
| 5. Inginerie Civilă | 11. Știința și Ingineria Materialelor |
| 6. Inginerie Electrică | |

Universitatea „Politehnica” din Timișoara a inițiat seriile de mai sus în scopul diseminării expertizei, cunoștințelor și rezultatelor cercetărilor întreprinse în cadrul școlii doctorale a universității. Seriile conțin, potrivit H.B.Ex.S Nr. 14 / 14.07.2006, tezele de doctorat susținute în universitate începând cu 1 octombrie 2006.

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2008

Această publicație este supusă prevederilor legii dreptului de autor. Multiplicarea acestei publicații, în mod integral sau în parte, traducerea, tipărirea, reutilizarea ilustrațiilor, expunerea, radiodifuzarea, reproducerea pe microfilme sau în orice altă formă este permisă numai cu respectarea prevederilor Legii române a dreptului de autor în vigoare și permisiunea pentru utilizare obținută în scris din partea Universității „Politehnica” din Timișoara. Toate încălcările acestor drepturi vor fi penalizate potrivit Legii române a drepturilor de autor.

România, 300159 Timișoara, Bd. Republicii 9,
tel. 0256 403823, fax. 0256 403221
e-mail: editura@edipol.upt.ro

Prefață

Reabilitarea persoanelor cu dizabilitati locomotorii este un domeniu asupra caruia se concentreaza tot mai mult atentia cercetatorilor din bio- si micromecanica, biotehnologie, cibernetica, stiinta materialelor, calculatoare si medicina.

Pentru gasirea de solutii prietenoase pentru beneficiari si imbunatatirea calitatii vietii acestora, se studiaza si experimenteaza o gama tot mai larga de echipamente a caror performante se apropie de cele naturale ale organismului uman.

In acest context, muschii artificiali pneumatici pot reprezenta o alternativa in actionarea dispozitivelor de protezare si sustinere a scheletului uman.

Cercetarile intreprinse pe aceasta directie au permis formularea si atingerea unor obiective in cadrul tezei de doctorat. Studiul teoretic, imbinat cu incercari experimentale si sustinut de tehnici computerizate de modelare si analiza, au permis obtinerea unor rezultate utile si a unor modele viabile, deschizand noi perspective de cercetare.

Teza este rodul unui efort sustinut al autoarei, sprijinita si incurajata de o serie de oameni care au inteles demersul intreprins si carora le multumesc.

Un pios omagiu și un gând de mulțumire îndrept către regretatul Prof. dr. ing. IOAN CRĂCIUN, un remarcabil dascăl și mentor, de a cărui experiență și coordonare profesională am beneficiat și eu.

Doresc să-mi exprim profunda recunoștință și înalta considerație față de conducătorul științific Prof. dr. ing. IOAN NICOARĂ, pentru îndrumarea competentă și sprijinul acordat în elaborarea lucrării. Sfaturile avizate și bunăvoința domniei sale m-au ajutat să depășesc momentele dificile și să finalizez teza.

Adresez respectuoase mulțumiri președintelui Comisiei de analiză și susținere a tezei de doctorat Prof. dr. ing. LIVIU BERETEU și membrilor comisiei: Prof. dr. ing. NICOLAE ALEXANDRESCU, Prof. dr. ing. INOCENȚIU MANIU, Prof. dr. ing. SAVA IANICI, pentru atenția acordată lucrării și solitudinii cu care au acceptat să participe la susținerea ei.

Conducerilor Facultății de Inginerie din Baia-Mare și Departamentului de Inginerie și Management tehnologic, țin să le mulțumesc pentru înțelegerea și susținerea de care m-am bucurat în perioada elaborării tezei.

Mulțumesc colegului Conf. dr. ing. HORIA CIOBAN pentru ajutorul acordat în rezolvarea unor probleme ivite pe parcurs, precum și pentru încurajările și generozitatea pe care mi le-a arătat.

Pentru colaborarea deosebită și sugestiile profesioniste, aduc mulțumiri specialiștilor care mi-au acordat sprijinul lor: Prof. dr. ing. GHEORGHE LAZEA, asist. dr. ing. VALENTIN CIUPE, ing. IONEL IANOȘ, ing. ZOLTAN BIRO.

Tuturor celor apropiați, care au fost alături de mine și m-au susținut, cu înțelegere și răbdare, le adresez recunoștința mea.

LILIANA DRAGAN

DRĂGAN, LILIANA

Contribuții privind acționarea pneumatică a dispozitivelor de protezare și susținere a scheletului uman

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 45, Editura Politehnica, 2008, 234 pagini, 152 figuri, 26 tabele.

ISSN: 1842-4937

ISBN: 978-973-625-506-9

Cuvinte cheie:

Actuatori, mușchi fluidici (pneumatici), rețea dublu-elicoidală, modelare, articulație cu mușchi antagoniști, cercetări experimentale, MEF

Rezumat:

Teza abordează problematica de actualitate a mușchilor artificiali pneumatici și cercetează oportunitatea folosirii lor la acționarea dispozitivelor de protezare și susținere a scheletului uman. Se analizează comparativ, acest gen de echipamente și alte tipuri de actuatori având aceeași destinație, prezentându-se avantajele semnificative de care se bucură mușchii pneumatici. Pentru mușchiul cu impletitură din fibre, se realizează o modelare matematică și se obțin construcții grafice ale rețelei dublu-elicoidale. În vederea susținerii considerațiilor teoretice făcute, se proiectează 2D/3D și se execută standuri experimentale pentru încercarea mușchilor pneumatici. Se evidențiază diverse caracteristici de funcționare ale mușchilor artificiali și se emit concluzii cu privire la similitudinea cu mușchii biologici. Pornind de la analiza structurii și cinematicii membrilor umane, se dezvoltă o articulație rotativă cu pârghie, acționată de mușchi pneumatici antagoniști. Se studiază modul în care este asigurat controlul poziției pârghiei, propunându-se un algoritm de reglare a presiunilor din mușchi, cu ajutorul distribuitorilor pneumatici. Se efectuează o analiză, prin metoda elementului finit, a ansamblului complex al mușchiului pneumatic cu impletitură din fibre și o simulare a funcționării acestuia, trăgându-se concluzii cu privire la tensiunile și deplasările caracteristice. Lucrarea evidențiază potențialul ridicat al acestor actuatori pneumatici în cadrul unor aplicații noi, cum sunt cele ce vizează reabilitarea sistemului locomotor uman.

CUPRINS

CUVÂNT INTRODUCATIV	8
1. INTRODUCERE ÎN MIOLOGIA ȘI ARTROLOGIA ORGANISMULUI UMAN	12
1.1 Structura fibrei musculare	12
1.2 Mecanismul de contracție musculară și de producere a tensiunilor musculare interne	14
1.3 Artrologia aparatului locomotor uman	15
1.4 Inserția mușchilor în pârghiile osteoarticulare	19
1.4.1 Influența punctelor de inserție asupra amplitudinii mișcării	20
1.4.2 Influența lungimii mușchilor asupra unghiului de rotație	21
2. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR PRIVIND ACTUATORII DE INTERES PENTRU PROTETICĂ	22
2.1 Rolul actuatorilor în cadrul sistemelor de acționare	22
2.2 Tipuri de actuatori și energii de activare	23
2.3 Actuatori pentru dispozitive exoscheletice	24
2.3.1 Actuatori convenționali	25
2.3.1.1 Actuatori electrici	25
2.3.1.2 Actuatori hidraulici	26
2.3.1.3 Actuatori pneumatici	26
2.3.2 Actuatori neconvenționali	27
2.3.2.1 Actuatori cu memoria formei	27
2.3.2.2 Actuatori electrochimici	29
2.3.2.3 Actuatori piezoelectrice	33
2.3.2.4 Mușchi artificiali pneumatici	34
2.4 Concluzii și contribuții	35
3. CONSIDERAȚII ASUPRA MUȘCHILOR ARTIFICIALI PNEUMATICI, CA SUBSTITUT AL MUȘCHILOR BIOLOGICI	36
3.1 Mușchii biologici priviți ca actuatori performanți	36
3.2 Modelul HILL. Relația forță-lungime și forță-viteză	37
3.2.1 Relația FORȚĂ-LUNGIME	38
3.2.2 Relația FORȚĂ-VITEZĂ	39
3.3 Tipuri de mușchi artificiali pneumatici	40
3.4 Regimuri de funcționare al mușchilor pneumatici artificiali	50
3.5 Diverse aplicații ale mușchilor artificiali pneumatici	53
3.6 Concluzii și contribuții	55
4. MUȘCHIUL PNEUMATIC PRIVIT CA UN CORP DE REVOLUȚIE CU PEREȚI SUBȚIRI, SUPUS LA PRESIUNI INTERIOARE	56
4.1 Eforturi și tensiuni în învelișurile simetrice supuse la presiune interioară	56
4.1.1 Ecuațiile de echilibru ale unui înveliș simetric, supus la presiune interioară constantă	56
4.1.2 Eforturi secționale în învelișurile cilindrice supuse la presiune interioară axial-simetrică, variabilă	60

4.2	Deplasări și deformații ale tuburilor cilindrice din cauciuc.....	61
4.3	Determinarea unghiului de echilibru al rețelei de fibre, la tuburile cilindrice din cauciuc cu inserție	65
4.4	Influența unghiului caracteristic al împletiturii asupra limitelor de contracție....	69
4.5	Modelarea împletiturii din fibre în diverse aplicații grafice	73
4.6	Concluzii și contribuții	74
5. MODELAREA MATEMATICĂ A MUȘCHILOR ARTIFICIALI PNEU-MATICI CU ÎMPLETITURĂ DIN FIBRE.....		
		76
5.1	Determinarea forței de contracție a mușchiului	76
5.2	Calculul rigidității și elasticității mușchiului pneumatic.....	80
5.3	Variația volumului mușchiului funcție de contracție și de parametrii geometrici inițiali.....	81
5.4	Stabilirea ecuației de mișcare ce descrie comportarea în regim dinamic a mușchiului	83
5.5	Calculul termodinamic al mușchiului artificial pneumatic.....	84
5.6	Concluzii și contribuții	89
6. CONTRIBUȚII LA MODELAREA CINEMATICĂ A CORPULUI UMAN		
		91
6.1	Biocinematica corpului uman.....	91
6.2	Modelarea membrului inferior liber.....	94
6.2.1	Biosistemul membrului inferior liber	94
6.2.2	Modelul cinematic simplificat al membrului inferior	95
6.3	Modelarea membrului superior liber	104
6.3.1	Biosistemul membrului superior liber	104
6.3.2	Modelul cinematic simplificat al membrului superior	105
6.4	Concluzii și contribuții	108
7. CONSIDERAȚII ASUPRA UTILIZĂRII MUȘCHILOR PNEUMATICI CU ÎMPLETITURĂ LA MOBILIZAREA ROTATIVĂ A UNEI ARTICULAȚII		
		109
7.1	Soluții de acționare rotativă a articulației	109
7.2.1	Utilizarea mai multor mușchi pneumatici	110
7.2.2	Mușchi pneumatici antagoniști	111
7.2.3	Determinarea unghiului de rotație funcție de presiunile din mușchi.....	115
7.2.4	Determinarea rigidității/elasticității articulației	117
7.3	Aplicații cu mușchi antagoniști.....	118
7.4.	Concluzii și contribuții	120
8. CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND UTILIZAREA MUȘCHILOR PNEUMATICI CU ÎMPLETITURĂ		
		122
8.1	Determinarea pe cale experimentală a caracteristicilor statice ale mușchilor pneumatici MAS-10-200N-AA-MC-K	122
8.1.2	Proiectarea 2D și 3D a standului experimental cu mușchi antagoniști.....	130
8.1.3	Aparatura utilizată la efectuarea măsurătorilor	133
8.1.4	Prelucrarea și interpretarea rezultatelor experimentale	140
8.2	Studiu experimental privind controlul poziției unghiulare a articulației acționate cu mușchi pneumatici cu împletitură	142
8.2.1	Trasarea caracteristicilor mușchilor pneumatici Shadow	142
8.2.2	Elaborarea schemei bloc de control a poziției	145
8.2.3	Elaborarea schemei structurale a standului experimental al articulației rotative	147

8.2.4 Organigrama programului de reglare a presiunii	154
8.3 Concluzii și contribuții	156
9. CONTRIBUȚII LA MODELAREA MUȘCHIULUI PNEUMATIC ARTIFICIAL CU ÎMPLETITURĂ, PRIN METODA ELEMENTULUI FINIT	158
9.1 Aspecte de bază ale metodei elementului finit.....	158
9.1.1 Probleme de modelare numerică	158
9.1.2 Principiul metodei elementului finit	159
9.1.3 Algoritm de rezolvare a unei probleme prin metoda elementului finit.....	160
9.1.4 Plusuri și minusuri ale metodei cu element finit	167
9.2 Analiza statică computerizată a mușchiului pneumatic cu împletitură.....	168
9.2.1.1 Modelarea împletiturii din fibre.....	169
9.2.1.2 Modelarea membranei cilindrice din cauciuc	174
9.2.1.3 Modelarea ansamblului	174
9.2.2 PROCESAREA	178
9.2.3 POST-PROCESAREA	179
9.2.3.1 Prezentarea rezultatelor analizei privind deformațiile	179
9.2.3.2 Rezultatele privind tensiunile de tip Von Mises	179
9.2.3.3 Rezultatele privind deplasările.....	180
9.2.3.4 Raportul analizei cu element finit.....	180
9.2.3.5 Interpretarea rezultatelor	183
9.3 Concluzii și contribuții	184
10. CONCLUZII, CONTRIBUȚII, PERSPECTIVE	185
BIBLIOGRAFIE.....	192

CUVÂNT INTRODUCȚIV

Structura de susținere a corpului uman este o construcție complexă, menită să asigure maximum de forță și mobilitate.

În situația dramatică în care omul își pierde un membru, parțial sau total, impactul asupra întregii sale vieți sociale, economice, emoționale, este major. Amputațiile membrelor conduc la limitarea posibilităților de acțiune, a manevrabilității sau la pierderea capacității de deplasare. Cauzele care conduc la aceste neajunsuri sunt multiple. Dacă în trecut, beneficiarii dispozitivelor de protezare erau în primul rând combatanții din conflictele armate, astăzi un număr îngrijorător de persoane, de foarte multe ori tineri, sunt victimele unor accidente rutiere grave, în urma cărora își pierd segmente anatomice solicitând ajutorul tehnologiei medicale. La amputații de membre pot să ajungă și persoane în vârstă, în urma complicațiilor unor boli ca diabetul, accidentele vasculare periferice, tromboemboliile ș.a.

În sprijinul acestor pacienți se dezvoltă continuu tehnici de protezare, în care o parte din funcțiunile naturale ale membrului pierdut sunt preluate de dispozitivele protetice. Folosirea protezelor presupune, din păcate, o serie de inconveniente pentru utilizator. Majoritatea construcțiilor sunt grele, unele incomode, în general scumpe și pretențioase în întreținere. Pot fi folosite numai în anumite condiții și au o funcționalitate limitată. Pacienții au nevoie de antrenament pentru a manevra eficient și corect proteza.

Cu toate acestea, creșterea performanțelor de funcționare, a calităților estetice, utilizarea de materiale speciale (fibre de carbon, kevlar, titan), descoperirea de noi soluții de acționare, fac din proteze, adevărați prieteni ai oamenilor aflați în impas, redându-le încrederea și contribuind la reintegrarea lor în societate. Pentru a face posibil acest lucru, cercetători din domeniile bio- și micromecanicii, biotehnologiilor, științei materialelor, ciberneticii, calculatoarelor și științelor medicale, își conjugă eforturile pentru a obține performanțe tot mai ridicate și soluții tehnice din cele mai „prietenoase” pentru beneficiari.

Gama de proteze s-a diversificat și perfecționat continuu. De la cele cosmetice, care doar maschează handicapul, la cele funcționale simple, acționate cu ajutorul firelor (cablurilor), mecanisme cu bare articulate, cu minimotoare electrice, hidraulice sau pneumatice, având angrenaje cu roți cilindrice sau melcate, comandate prin butoane sau pe bază de biocurenți și până la cele controlate prin voce, protezele au avut o evoluție rapidă și ascendentă.

În ultimii ani, perfecționarea calculatoarelor și a industriei de software, folosirea pe scară largă a microprocesoarelor, au produs o adevărată revoluție și în domeniul protezării. Au apărut proteze inteligente (1993, Blatchford&Sons, GB) de primă generație, dotate cu senzori performanți ce furnizează informații unui microprocesor, care la rândul său, ajustează în mod automat comanda, controlând mobilitatea și stabilitatea articulațiilor artificiale. În 1999 este lansată proteza de genunchi 3C100 C-Leg (Otto Bock, USA) care este prima proteză electronică, cu control hidraulic al fazelor de sprijin și balans a piciorului, dispunând de senzori de poziție și de forță, plasați la nivelul tibiei. Următoarea generație, proteza adaptivă, lansată de Endolite USA în septembrie 2002, folosește două microprocesoare pentru controlul unui sistem hibrid: hidraulic, pentru controlul fazei de sprijin, al flexiei și al impactului terminal cu solul și pneumatic, pentru controlul fazei de pendulare și asistarea extensiei genunchiului. Cele mai recente cercetări se fac în domeniul

protezelor neuronale, care presupun microtransmițători la nivelul creierului, astfel încât controlul dispozitivelor mecanice să se facă prin „puterea minții” (unde cerebrale).

Alături de protezare, rehabilitarea locomotorie se referă și la corectarea unor deficiențe ale corpului, adresându-se pacienților cu afecțiuni ale coloanei vertebrale și neurologice: intervenții chirurgicale vertebro-medulare, hemi- și paraplegii, poliomielită, osteoporoză, discopatii, rupturi ligamentare. Aceasta se realizează cu dispozitive speciale, destinate susținerii diverselor segmente ale scheletului uman.

În acest context, teza de față lansează câteva direcții de cercetare teoretice și experimentale asupra unor variante noi, neconvenționale, de actuatori fluidici (cum sunt mușchii pneumatici) și susține oportunitatea utilizării lor, în domeniul reabilitării medicale a funcțiilor locomotorii ale organismului uman.

Obiectivele de cercetare stabilite sunt următoarele:

- înțelegerea mecanismului biologic prin care se realizează contracția musculară și se produc tensiunile interne în mușchii biologici;
- găsirea unui model valid care să stea la baza construirii unei variante artificiale de mușchi, cu performanțe și proprietăți apropiate de ale mușchiului natural;
- analizarea diverselor soluții de mușchi artificiali, existente la momentul actual și stabilirea unei variante optime pentru domeniul de interes;
- conceperea unui model matematic al mușchiului artificial pneumatic cu împletitură, pornind de la caracteristicile geometrice și de material ale acestuia;
- dezvoltarea unui sistem de acționare cu mușchi pneumatici, a unei articulații rotative, pe baza căruia să poată fi realizată modelarea cinematică a întregului corp uman;
- efectuarea de cercetări experimentale care să evidențieze modul de funcționare și de realizare a controlului, comparativ, la două tipuri de mușchi pneumatici;
- proiectarea și analiza prin metoda elementului finit, a ansamblului complex al mușchiului cu împletitură;
- exprimarea unor concluzii rezultate din modelările efectuate și stabilirea unor direcții de perspectivă privind continuarea cercetărilor.

Teza este structurată în 10 capitole, desfășurate pe 202 pagini, cu 161 titluri bibliografice, dintre care 11 sunt lucrări ale autoarei publicate în reviste și buletine științifice ale unor conferințe naționale și internaționale.

În partea introductivă a lucrării este prezentat contextul în care se plasează teza, din punct de vedere al preocupărilor tot mai numeroase, pe plan mondial, privind domeniul reabilitării locomotorii prin protezare sau prin dispozitive de susținere a scheletului uman.

În **Cap.1 Introducere în miologia și artrologia organismului uman** se face o prezentare succintă a noțiunilor anatomice privind structura mușchilor biologici striați și modul de producere a tensiunilor interne și de realizare a contracției musculare. Sunt punctate articulațiile majore ale aparatului locomotor și principalele lor mobilități rezultate din acțiunea concentrată a mușchilor, tendoanelor și ligamentelor din pârghiile osteoarticulare. La final, este evidențiată legătura strânsă între lungimea mușchilor, punctele lor de inserare și amplitudinea mișcărilor articulare generate.

În **Cap.2 Stadiul actual al cercetărilor privind actuatorii de interes pentru protetică** se realizează un studiu bibliografic sistematic, asupra stadiului actual al sistemelor de acționare bazate pe actuatori convenționali și neconvenționali. Se face, apoi, o clasificare a tipurilor de actuatori funcție de felul energiilor de activare și analiza lor comparativă, pe baza raportului putere/masă, consumului energetic, transmisiilor auxiliare, gabaritului, ș.a. În ultima parte, se trag concluzii privind gradul de compatibilitate al diversilor actuatori cu aplicațiile din domeniul reabilitării medicale, evidențiindu-se avantajele actuatorilor pneumatici.

În **Cap.3 Considerații asupra mușchilor artificiali pneumatici ca substitut al mușchilor biologici** se stabilește un model (Hill) care să stea la baza construirii mușchiului artificial capabil să înlocuiască mușchiul biologic. Modelul trebuie să țină seama atât de funcția activă cât și de comportarea pasivă a mușchiului, astfel încât să reproducă cât mai fidel dependențele forță- lungime și forță- viteză, în condiții de funcționare izometrice și izotonice. În continuare, sunt prezentate tipuri de mușchi pneumatici, având construcții diferite și confecționați din diverse materiale, dar care funcționează toți pe principiul contracției, sub acțiunea presiunii interioare. Regimurile de funcționare izotonic, izobaric sau izometric, sunt stabilite de rapoartele geometrice lungime/volum și cele de încărcare presiune/forță. La final, se prezintă unele aplicații ale mușchilor pneumatici la mobilizarea câtorva articulații ale corpului uman.

Cap.4 Mușchiul pneumatic privit ca un corp de revoluție cu pereți subțiri, supus la presiuni interioare tratează mușchii artificiali pneumatici din punct de vedere al eforturilor și tensiunilor care iau naștere în învelișul acestuia, considerând mai întâi presiunea interioară ca fiind constantă și apoi variabilă. Se stabilesc ecuațiile de echilibru, eforturile secționale normale și tensiunile circumferențiale și meridiane. Se studiază influența unghiului caracteristic al rețelei din fibre asupra limitelor de contracție și se calculează valorile extreme ale acestuia. Capitolul se încheie cu modelarea împletiturii elicoidale, folosind diferite aplicații grafice ale unor programe de proiectare și calcul, prezentate în Anexe.

În prima parte a **Cap.5 Modelarea matematică a mușchilor pneumatici cu împletitură din fibre** se determină, prin calcul, forța de tracțiune, rigiditatea și volumul mușchiului, funcție de gradul de contracție, stabilindu-se modelul cvasi-static simplificat al mușchiului. În continuare, se stabilește ecuația care descrie comportarea dinamică a mușchiului, cu luarea în considerare a forțelor de inerție, a frecărilor și a lucrului mecanic de deformare. Se face apoi modelarea termodinamică a mușchiului, considerat ca o incintă în care intră și din care ies mase variabile de aer, în cadrul unui proces adiabatic. Se exprimă debitul masic de aer ce alimentează mușchiul și se stabilește relația dintre mărimile de stare ale sistemului: presiune, volum, masă. În ultima parte, se trag concluzii cu privire la caracterul neliniar al caracteristicilor mușchiului și al debitului de alimentare furnizat de valva (distribuitoarea) pneumatică.

În **Cap.6 Contribuții la modelarea cinematică a corpului uman**, pornind de la structura articulară prezentată în Cap.1, se construiește, mai întâi, un

model biocinematic complet al organismului uman iar apoi, se propun separat, modele simplificate ale membrului superior liber și ale membrului inferior liber. Acestea sunt analizate pe baza convenției Denavit- Hartenberg și sunt validate, de rezultatele obținute prin calcularea matricilor de transfer ale celor două lanțuri cinematice, cu ajutorul utilitarului Matlab. În final, se concluzionează că atât manevrabilitatea cât și locomoția pot fi asigurate prin combinarea complexă și convenabilă a mișcărilor din articulații simple de rotație.

La începutul **Cap.7 Considerații asupra utilizării mușchilor pneumatici cu împletitură la mobilizarea unei articulații rotative** sunt propuse câteva soluții de acționare în mișcare de rotație a unei articulații, prin diverse mijloace mecanice, electrice, hidraulice, pneumatice. Este prezentată apoi, mobilizarea articulației cu ajutorul a doi mușchi pneumatici antagoniști, cuplați la un sistem mecanic de legătură și alimentați de la o sursă de aer comprimat, prin intermediul distribuitorilor. Pentru articulația astfel construită, se determină, prin calcul, unghiul de rotație funcție de presiunile de alimentare și modul cum variază rigiditatea ansamblului odată cu modificarea unghiului. Se fac aprecieri cu privire la controlul poziției articulației și al rigidității acesteia, funcție de raportul în care se găsesc cele două presiuni. În încheierea capitolului, sunt prezentate câteva articulații protezate sau ortezate cu ajutorul mușchilor pneumatici antagoniști.

Cap.8 Cercetări experimentale privind utilizarea mușchilor pneumatici cu împletitură este consacrat determinării pe cale experimentală, a caracteristicilor funcționale pentru două tipuri de mușchi pneumatici: Festo și Shadow. Pornind de la același principiu funcțional, cei doi mușchi prezintă diferențe din punct de vedere constructiv, al materialelor folosite, forțelor dezvoltate, gabariturii, rigidității, fiabilității, siguranței în funcționare, ș.a. Pentru început, s-au proiectat 2D și 3D și s-au executat practic, standuri experimentale pentru mușchi individuali și pentru mușchi pereche, documentația de execuție găsindu-se în Anexe. S-au efectuat măsurători, folosind aparatul pneumatic existent în Laboratorul Acționări pneumatice al Departamentului de Mecatronică al Facultății de Mecanică din Timișoara și în Laboratorul de Pneumatică aplicată al Facultății de Automatizări și Calculatoare din Cluj-Napoca. În cadrul încercărilor efectuate în prima parte, s-a urmărit modificarea parametrilor geometrici (lungime, diametru) funcție de nivelul presiunilor de alimentare și de încărcările la care sunt supuși mușchii. În a doua parte, s-a experimentat modul în care este asigurat controlul poziției articulației, prin reglarea presiunilor cu ajutorul distribuitorilor pneumatice 3/2 normal închise. În ultima parte, s-au interpretat rezultatele experimentale și s-au tras concluzii care sunt în concordanță cu cele de la modelarea matematică.

În **Cap.9 Contribuții la modelarea mușchiului artificial pneumatic prin metoda elementului finit** s-a realizat proiectarea 3D a elementelor componente și apoi a întregului ansamblu al mușchiului, folosind programe CAD ce dispun de module de analiză cu element finit (Catia V5). Având în vedere complexitatea structurii analizate, s-a folosit un model simplificat a cărui precizie de discretizare este bună, astfel că simularea funcționării a reprodus, cu suficientă fidelitate, comportarea reală a mușchiului. În final, rezultatele analizei privind deformațiile, tensiunile și deplasările, afișate sub formă de imagini sau de raport de valori în Anexe, confirmă concluziile stabilite în capitolele anterioare.

Capitolul de încheiere conține o sinteză a obiectivelor de cercetare stabilite și realizate prin prezenta teză. Sunt prezentate apoi concluziile finale ale lucrării, sunt subliniate contribuțiile personale la domeniul studiat și sunt precizate perspectivele de dezvoltare a temei.

1. INTRODUCERE ÎN MIOLOGIA ȘI ARTROLOGIA ORGANISMULUI UMAN

Mușchii sunt organele active ale mișcării fiind specializați în generarea mișcării și asigurarea posturilor statice ale corpului uman. Mușchii sunt veritabile „mașini biologice” care convertesc energia chimică (produsă prin reacțiile chimice între elementele nutritive și oxigen) în energie mecanică și căldură.

Mișcările corpului uman sunt rezultatul interacțiunii dintre mușchi, tendoane, articulații și ligamente și sunt dependente de forma și aspectul suprafețelor osoase.

Dintre cei peste 700 de mușchi câți are omul, peste 600 sunt mușchi striați restul fiind mușchi netezi. Mușchii striați sunt principalii răspunzători pentru toate formele de mișcare conștientă precum și pentru reacțiile automate reflexe. Mușchii netezi sunt implicați în motilitatea organelor interne (intestine, vezică) și a venelor. Din categoria mușchilor striați fac parte: *mușchii scheletici* - grupați în jurul articulațiilor și legați de scheletul osos prin tendoane și *mușchiul cardiac* - care dă putere inimii. Mușchii scheletici provoacă mișcări ale oaselor prin alternarea contracției unora și relaxării altora, rezultatul fiind așezarea corpului în diferite poziții și locomoția.

1.1 Structura fibrei musculare

Mușchii sunt alcătuiți din fibre musculare. Acestea sunt celule musculare alungite și specializate în generarea mișcării [B1], [N3]. Fibra musculară striată este delimitată de o membrană complexă - sarcolemă, o abundentă masă citoplasmatică-sarcoplasma și nucleii multipli situați periferic. În partea centrală a sarcoplasmei se găsește un număr mare de filamente paralele - miofibrilele. Cu un diametru de 0,2...2μm, miofibrilele sunt paralele cu lungimea fibrei musculare.

Miofibrilele sunt elemente contractile cu structuri heterogene formate dintr-o alternanță regulată de benzi clare **I** (izotrope, care reflectă slab lumina) și întunecate **A** (anizotrope, care reflectă puternic lumina) și care împreună dau aspectul de striațiune transversală specifică fibrei musculare striate. Fiecare disc clar este împărțit în două segmente egale de o membrană întunecată **Z** și fiecare disc întunecat este împărțit în două părți egale de o bandă clară **H** prin care trece o membrană fină **M**. Astfel, miofibrilele sunt formate din unități cilindrice - **sarcomere**, înseriate, cu lungimi cuprinse (funcție de nivelul contracției) între 1,5 și 3,5μm după cum se poate vedea în fig.1.1

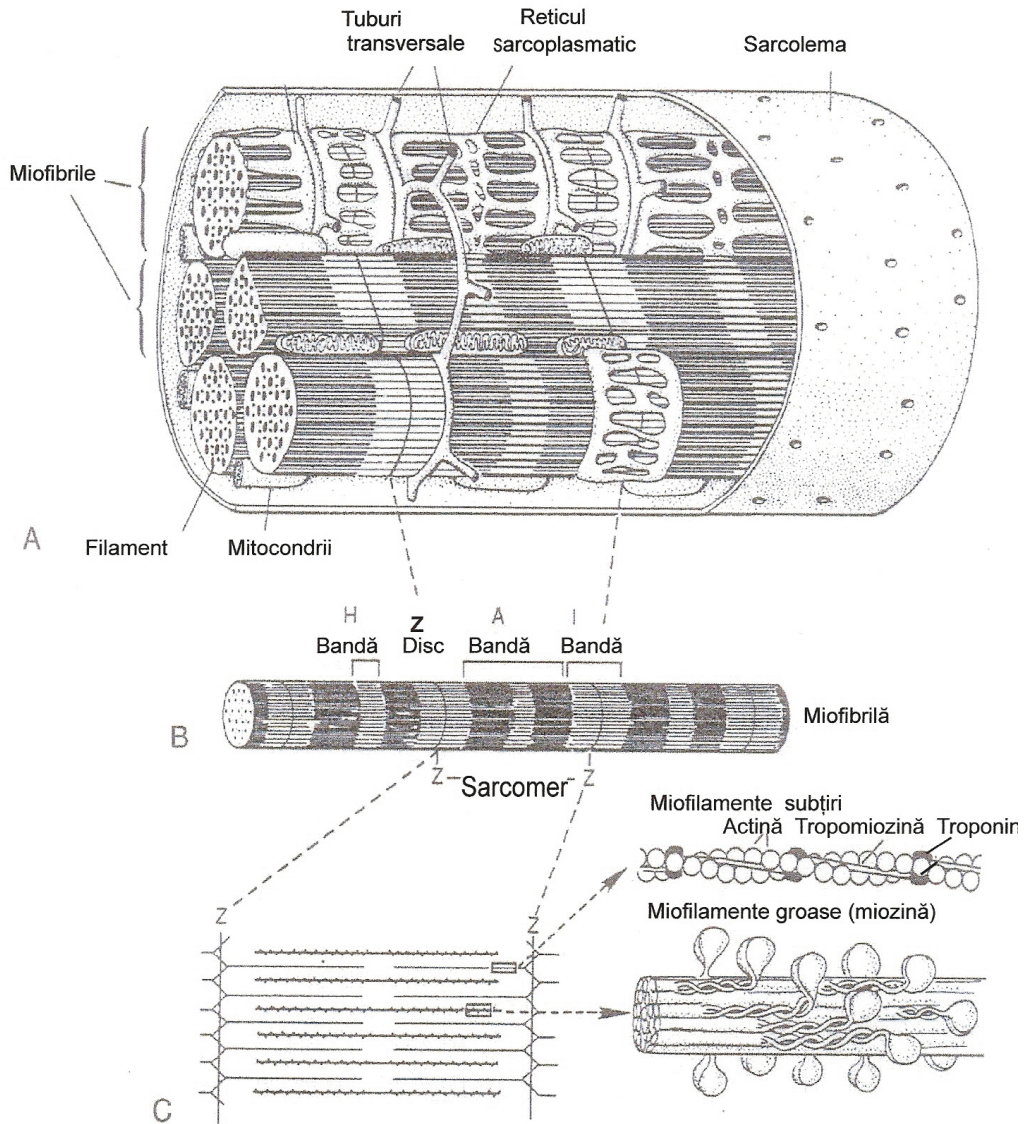


Fig. 1.1 Structura fibrei musculare striate [D27]

La nivel ultrastructural, miofibrilele sunt formate din miofilamente care reprezintă unitățile morfofuncționale de bază ale fibrei musculare [Z2]. Miofilamentele sunt de două tipuri: *actinice* (formate din actină, tropomiozină și troponină) subțiri și *miozinice* (formate din miozină) groase. Miofilamentele actinice se întind de la membrana Z în toată banda luminoasă, trec și se intercalează printre miofilamentele groase din zona H. Așezarea celor două tipuri de miofilamente este precisă, într-un aranjament hexagonal cu un miofilament gros în centru înconjurat de miofilamente subțiri (fig.1.2).

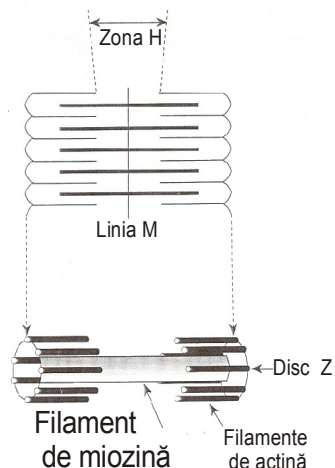


Fig. 1.2 Aranjamentul miofibrilelor

Un sarcomer conține aprox. 1000 filamente de miozină și 2000 filamente de actină. În stare relaxată, cele două zone de suprapunere a filamentelor de actină cu cele de miozină reprezintă 1/3 din lungimea sarcomerului care este în aceste condiții (de repaus) de 2,2 μ m. În cazul scurtării maxime (cu aprox.32%) lungimea sarcomerului devine 1,5 μ m iar filamentele de miozină și actină sunt suprapuse la maxim. În timpul contracției, filamentele de actină își păstrează lungimea constantă, translatează față de filamentele de miozină, astfel încât membranele Z se apropie micșorându-se astfel lungimea sarcomerului. Rezultatul este scurtarea mușchiului.

1.2 Mecanismul de contracție musculară și de producere a tensiunilor musculare interne

Forțele musculare se produc datorită capacității fibrei musculare de a răspunde la un stimul nervos printr-un potențial de acțiune urmat de o contracție musculară [B9]. Efectul mecanic al contracției fibrei este producerea unei tensiuni interne între capetele sale care, multiplicată cu aria secțiunii transversale a acesteia, conduce la o forță musculară dezvoltată de $(1...3)10^{-4}$ N pentru o singură fibră.

Baza anatomică a contractibilității musculare o reprezintă sarcomerele cu filamentele de actină și miozină. În starea de repaus, lungimea sarcomerului este 2,25 μ m. De aici el se va contracta cu forță maximă (fig.1.3).

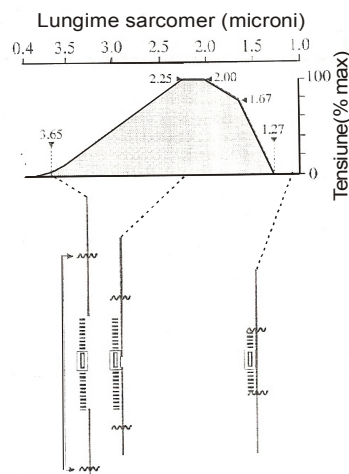


Fig. 1.3 Relația între lungimea sarcomerului și tensiunea internă dezvoltată [B9]

Dacă înainte de contracție, sarcomerul are lungime mai mare, la nivelul său se va dezvolta o tensiune de repaus, chiar înainte ca procesul de contracție să aibă loc. Această tensiune (forță) pasivă se datorează forțelor elastice ale țesutului conjunctiv, sarcolemiei, vaselor sangvine, nervilor. Pe măsură ce sarcomerul se scurtează și actina ancorată de miozină este tractată spre centrul sarcomerului, miofilamentele de actină încep să se suprapună cu cele de miozină glisând printre ele, în timp ce tensiunea musculară crește progresiv, până sarcomerul ajunge la lungimi de $\sim 2,25\mu\text{m}$.

Scurtarea sarcomerului continuă până $2\mu\text{m}$ dar cu menținerea constantă a tensiunii. În acest moment capetele filamentelor de actină încep să se suprapună unul cu celălalt și concomitent peste cel de miozină. La scăderea sarcomerului sub $2\mu\text{m}$ (până pe la $1,67\mu\text{m}$) forța de contracție începe să scadă. În acest moment cele două discuri Z ale sarcomerului ating capetele filamentului de miozină. Dacă se continuă scurtarea sarcomerului dincolo de acest punct puterea contracției (tensiunea) scade dramatic așa cum se poate vedea din fig.1.3

În concluzie, la baza producerii forțelor musculare responsabile de asigurarea posturilor statice ale corpului uman dar și de mișcările din articulațiile acestuia stă mecanismul complex al contracției musculare.

1.3 Artrologia aparatului locomotor uman

Activitatea de protezare și crearea dispozitivelor de susținere a scheletului osos are ca scop principal reabilitarea aparatului locomotor al persoanelor cu handicap motor, care din cauze: congenitale, medicale sau accidentale a suferit deteriorări.

Aparatul locomotor al organismului uman se compune din: **sistemul osteoarticular** (având un rol pasiv în mișcare) și **sistemul muscular** (cu rol activ în realizarea mișcării).

Structura sistemului osteoarticular

Cele 206 oase ale scheletului uman formează o structură rezistentă, solidă care are funcțiile de a *susține* organismul uman, a-i *proteja* organele vitale (inimă, creier, plămâni) și a permite, prin *mobilitatea* lor, locomoția și manevrabilitatea.

Fiecare os are o formă particulară având fiecare un rol specific. Ele prezintă un strat exterior gros și dur și unul moale la interior (măduva). Scheletul osos reprezintă aproximativ o cincime din greutatea organismului, greutate susținută de coloana vertebrală. Oasele sunt legate între ele prin *articulații* și mișcate de către *mușchi*. În părțile în care scheletul trebuie să prezinte mai multă flexibilitate intră în funcție *cartilajele*- componenta moale, rezistentă dar și flexibilă a scheletului. Ele se găsesc în articulații, acoperind extremitățile osoase și conferindu-le netezime și mai multă flexibilitate. Articulațiile și *ligamentele* lor (care asigură conectarea oaselor articulare și menținerea poziției relative a acestora) în interacțiune cu mușchii și *tendoanele*, toate grefate pe structura scheletului osos, formează un ansamblu extrem de bine coordonat capabil să realizeze mișcări dintre cele mai complexe.

A. Scheletul osos se împarte în două părți:

- *scheletul axial* care cuprinde: craniul, coloana vertebrală și toracele (stern și coaste);
- *scheletul apendicular* adică: scheletul membrului superior și scheletul membrului inferior, împreună cu „rădăcinile” lor (umeri și bazin).

- **Craniul** alcătuit din *neurocraniu*, care adăpostește encefalul și este alcătuit din patru oase nepereche: frontal, etmoid, sfenoid și occipital și din *viscerocraniu* la nivelul căruia se află segmentele periferice ale organelor de simț și primele segmente ale aparatelor digestiv și respirator, care este format din șase oase pereche: maxilare, palatine, nazale, lacrimale, zigomatice, cornete nazale inferioare și două oase nepereche: vomerul și mandibula.
- **Coloana vertebrală** este axul central al scheletului. Îndeplinește un rol triplu: susținerea corpului, protejarea măduvei spinării și participarea la mișcările trunchiului și capului datorită flexibilității sale deosebite.

Coloana vertebrală se compune din 26 oase (vertebre) împărțite în 5 regiuni:

- regiunea cervicală* având 7 vertebre cervicale care formează gâtul;
- regiunea toracală (dorsală)* cu 12 vertebre dorsale pe care se articulează coastele (partea de sus a spatelui);
- regiunea lombară* având 5 vertebre lombare (partea inferioară a spatelui);
- regiunea sacrală* cu 5 vertebre sudate între ele care formează sacrul și care se articulează cu oasele iliace pentru a forma bazinul;
- regiunea cocchigiană* reprezentată de ultimele vertebre atrofiate și unite într-un os unic numit coccis.

- **Sternul** este un os lat situat pe linia mediană a toracelui.
- **Coastele (cutia toracică)** se compune din 12 perechi de oase late (arcuri osteocartilaginoase) fixate de vertebrele dorsale: primele 7 perechi de coaste superioare sunt adevăratele coaste în timp ce perechile 8, 9 și 10

sunt coaste false. Toate acestea ajung până în față la stern. Ultimele două perechi: a 11-a și a 12-a sunt coaste flotante ce nu ajung la stern fiind legate doar de vertebrele toracale.

- **Scheletul membrului superior** se compune din scheletul centurii scapulare (umărul) și din scheletul membrului superior liber (conținând 30 oase repartizate între braț, antebraț și mână).

Centura scapulară leagă membrul superior de torace și este formată din claviculă și scapulă (omoplat).

Brațul are un singur os numit humerus; antebrațul conține ulna (cubitus) și radiusul în timp ce mâna este formată din oasele carpului (8 oase scurte : scafoid, semilunar, piramidal, pisiform, trapez, trapezoid, osul mare, osul cu cârlig), oasele metacarpiene (5 oase) care formează palma și falangele (oase degetelor) câte 2 la police și câte 3 la celelalte patru degete.

- **Scheletul membrului inferior** cuprinde scheletul centurii pelviene (bazinul) și scheletul membrului inferior liber (cu 30 oase repartizate la coapsă, gambă și picior).

Centura pelviană (pelvisul) este alcătuită din osul sacru și cele două oase coxale și leagă membrul inferior de trunchi.

Coapsa deține cel mai lung os al scheletului uman – femurul; gamba are două oase tibia și fibula (peroneul) iar piciorul (planta) este formată din oasele tarsiene (7 oase dispuse pe două rânduri: talusul, calcaneul, navicularul, cuboidul, 3 oase cuneiforme), oasele metatarsiene (5) care formează talpa și oasele degetelor (2 falange la haluce și câte 3 la celelalte degete). În plus în articulația genunchiului mai există un os suplimentar numit patela (rotula).

În poziția ortostatică a corpului masa corpului se repartizează pe picioare. De aceea oasele membrului inferior sunt mai robuste și au forma unui arc de boltă pentru o mai bună repartizare a greutății corporale. Jumătate din greutate se sprijină pe partea anterioară, constituită din oasele metatarsului și falange iar cealaltă jumătate pe oasele gleznelor (ale tarsului).

B. Articulațiile sunt structuri complexe, cu o geometrie complicată în care interacționează ligamente, mușchi, tendoane, oase, cartilaje etc.

- Articulațiile se clasifică, funcție de gradul de mobilitate, în:

- *articulații mobile (diartroze sau sinoviale)* care permit o gamă variată de mișcări uni-axiale, bi-axiale, multi-axiale sau ne-axiale. Aceste articulații sunt delimitate de un înveliș sinovial (membrană sinovială) în care există un lichid vâscos (lichid sinovial) care lubrifică suprafețele osoase în contact;

- *articulații fixe și semimobile (synartroze)* care la rândul lor pot fi: *fibroase (syndesmoze)* a căror mobilitate este redusă și limitată de prezența unui țesut fibros dens care solidarizează oasele permițându-le doar mișcări limitate sau deloc, *cartilaginoase (syncondroze)* când între oasele articulate se interpune o lamelă cartilaginoasă care permite un oarecare grad de mișcare în absența unei membrane sinoviale și *simfize* care reprezintă o synartroză mixtă la care suprafețele osoase sunt acoperite de cartilajii dar sudarea lor se face prin țesut conjunctiv fibros.

- Articulațiile majore ale corpului uman, după localizarea lor se împart în:

- **articulațiile de la nivelul capului și gâtului:** articulația atlantooccipitală (superioară) și artlantoaxoidiană (inferioară), care leagă capul de coloana vertebrală și care permit efectuarea a trei tipuri de mișcări: flexia/extensia, înclinarea laterală și rotația, având în felul acesta 3 grade de libertate. La acestea se adaugă articulația temporomandibulară care asigură mobilitatea mandibulei, singurul os mobil al capului.

- **articulațiile (intrinseci) coloanei vertebrale** (simfize) sunt asigurate de discurile fibro-cartilaginoase dintre vertebre (discuri intervertebrale) și de ligamentele vertebrale longitudinale, care asigură o bună rezistență la compresiune dar și o mare mobilitate a coloanei. Câte două vertebre având între ele discul intervertebral formează o articulație sferică trimobilă ce permite mișcări cu amplitudini reduse. Prin însumarea acestor mici mișcări rezultă mișcări ample ale coloanei vertebrale: flexie/extensie, înclinări laterale și rotație. Mobilitatea coloanei vertebrale diferă în raport cu regiunea considerată: este mai mare în regiunea cervicală, mai mică în regiunea lombară, foarte redusă la nivelul toracelui și absentă la nivelul osului sacru.

- **articulațiile trunchiului** în care intră pe de-o parte articulațiile toracelui (articulațiile posterioare costovertebrale care leagă coastele cu vertebrele și cvasiarticulațiile cartilaginoase anterioare sternocostale - ale coastelor cu sternul) iar pe de altă parte articulațiile de la nivelul bazinului (de fapt tot articulații ale coloanei la nivelul vertebrelor false): articulația lombosacrală și articulația sacrococcigiană. Mișcările la nivelul cutiei toracice sunt legate de actul respirației: *inspirația* căreia îi corespunde ridicarea coastelor și dilatarea toracelui și respectiv *expirația* în cadrul căreia coastele coboară, toracele revenind la dimensiunile inițiale.

- **articulațiile membrului superior** unde intră pe de-o parte articulațiile centurii scapulare: articulația sternoclaviculară (diartroză sferică) și articulația acromioclaviculară (diartroză plană) și pe de altă parte articulațiile membrului superior liber: articulația scapulohumerală (a umărului) - cea mai mobilă articulație din organism, articulația cotului, articulațiile din încheietura mâinii (a pumnului) și articulațiile degetelor. Mișcările posibile la nivelul membrului superior sunt: flexie/extensie la nivelul umărului, cotului, încheieturii sau degetelor, adducție/abducție a umărului (coborârea/ridicarea laterală a brațului), palmei sau degetelor, rotație laterală/medială a umărului, pronație/supinație la nivelul antebrațului și circumducția rezultată din însumarea mișcărilor anterioare executate succesiv.

- **articulațiile membrului inferior** cuprind articulațiile centurii pelviene: articulația sacroiliacă (leagă oasele coxale la coloana vertebrală) și simfiza pubiană (leagă oasele coxale între ele) și respectiv articulațiile membrului inferior liber: articulația coxofemurală (a șoldului), articulația genunchiului (tibiofemurală) - cea mai mare și cea mai complexă articulație a corpului uman, articulațiile tibiofibulare, articulațiile gleznei și articulațiile piciorului și degetelor.

- După forma suprafețelor articulare și felul mișcărilor ce se pot executa, articulațiile se prezintă ca [D26]:

- **articulație plană** (articulatio plana) formată din suprafețe plane aflate în opoziție (în realitate suprafețele nu sunt niciodată perfect plane) care permit alunecări adică mișcări de translație și mișcări de rotație având deci două grade de libertate. Ex: articulațiile intercarpiene, intermetatarsiene, intervertebrale.

- **articulație trohleană** sau **balama** (ginglymus) cu suprafețe articulare concave și convexe ce permit executarea unei singure mișcări de rotație într-un plan perpendicular pe axul de mișcare oferind astfel articulației un grad de libertate. Ex: articulația humeroulnară, articulațiile interfalangiene.

- **articulație trohoidă** sau **pivot** (articulatio trochoidea) permite realizarea în exclusivitate a unei mișcări de rotație față de un ax ce trece prin centrul unui pivot (cilindru osos), având deci un grad de libertate. Ex: articulația radioulnară, articulația atlantoaxoidiană mediană.

- **articulație elipsoidală** (articulatio ellipsoidea) formată între suprafețe ovoidale concave și convexe permițând două mișcări de rotație perpendiculare și opozite: flexie/extensie și adducție/abducție, deci două grade de libertate. Ex: articulațiile radiocarpene, articulațiile metacarpofalangiene.

- **articulație șa** (articulatio sellaris) având suprafețele articulare opozite concav-convexe și permite două grade de libertate. Avantajul acestei articulații raportat la articulația elipsoidală constă într-o mai bună stabilitate articulară. Ex: articulația calcaneocuboidiană, articulația trapezometacarpiană.

- **articulație condiliană** (articulatio condylaris) formată dintr-o dublă proeminență osoasă convexă (condil) și o dublă suprafață receptoare având aspectul general al două articulații osoase. Din punct de vedere mecanic articulația condiliană se consideră ca având un singur grad de libertate datorită cuplării care există între condili. Ex: articulația femurotibială, articulația temporomandibulară.

- **articulație sferică** (articulatio sphaeroidea) formată dintr-o suprafață concavă în care se găsește un cap sferoidal. Oferă trei grade de libertate permițând rotații în jurul celor trei axe principale. Ex: articulațiile coxofemorale, scapulohumerale.

1.4 Inserția mușchilor în pârgھیile osteoarticulare

Mișcările corpului uman sunt rezultatul interacțiunii dintre mușchi, tendoane, articulații și ligamente și sunt dependente de forma și aspectul suprafețelor osoase. Mușchii se comportă ca resorturi atașate în anumite puncte ale scheletului, determinând mișcarea diferitelor segmente osoase. Ei au direcții de tracțiune diferite pentru a putea realiza mișcări cât mai variate.

Forțele musculare produse în mușchi se transmit prin intermediul tendoanelor spre oasele corpului - veritabile pârgھیi, pe care le mobilizează. În cea mai mare parte, forța globală a mușchiului contribuie la realizarea mișcării iar o mai mică parte este consumată pentru menținerea în contact a suprafețelor articulare.

În corpul omenesc există pârgھیi osoase de gradul I, II și III, funcție de punctele de aplicație ale forței active \vec{F} (forța musculară) și a forței rezistente \vec{R} (greutatea și eventuale sarcini exterioare) în raport cu punctul de sprijin S (axul biomecanic al mișcării) -fig.1.4.

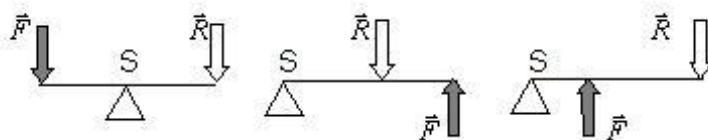


Fig. 1.4 Tipuri de pârghii osteoarticulare

Datorită capacității noastre de a executa mișcări de mare amplitudine și precizie, cele mai multe pârghii ale corpului omenesc sunt cele de gradul III.

O particularitate biomecanică specifică omului este că în timpul diferitelor mișcări, pârghiile își pot schimba gradul funcție de poziția corpului sau a segmentelor sale. Pe de altă parte, acționarea pârghiilor se poate face de către o singură forță musculară sau de mai multe forțe [11].

Cum mușchii pot acționa doar prin scurtarea lor nu și prin mărirea distanței între punctele de inserție - ei pot să tragă dar nu să și împingă, majoritatea mușchilor lucrează în pereche sau grupe, fiecare mușchi având un partener opus (antagonist). Drept urmare mișcările corpului sunt în general mișcări opozite: flexie/extensie, pronație/supinație, adducție/abducție, rotație internă/externă ș.a.

Mușchii scheletici sunt dispuși în organism sub formă de aglomerări succesive, legate de schelet (și de ceilalți mușchi) prin *tendoane*. Acestea sunt structuri fibroase, din țesut conjunctiv, foarte rezistente și lipsite de elasticitate, care leagă partea activă (corpul) mușchiului de structura (osul) ce va fi mobilizat. Mușchiul și tendonul sunt unite numai funcțional ele fiind structuri separate. Tendoanele joacă un rol crucial în transmiterea forței de contracție a mușchiului la osul asupra căruia acționează, realizând astfel mișcarea în articulații.

Inserțiile musculare nu au numai un rol mecanic ci și unul trofic. Pentru a favoriza alunecarea în canalele osteo-fibroase prin care trec, unele tendoane sunt învelite în *teci sinoviale*. Mușchii își transmit forțele de acțiune prin intermediul tendoanelor cu maximă eficiență, pierderile în lungul tendonului fiind minime.

Prin convenție, se consideră ca origine a inserției capătul proximal al mușchiului și ca inserție terminală, capătul distal. Prin simplificare, se consideră că mușchiul poate fi reprezentat printr-o linie dreaptă ce unește originea cu punctul de inserție. Deși în unele situații este vorba nu de puncte ci de suprafețe de inserție, acestea se reduc centrul lor.

Distanțele dintre punctul de aplicare al forței musculare (punctul de inserție) și punctul de sprijin respectiv de aplicare al rezistenței prezintă o importanță deosebită în mecanica pârghiilor de gradul III.

1.4.1 Influența punctelor de inserție asupra amplitudinii mișcării

În articulații, distanța de la punctul de inserție al mușchiului la centrul de rotație este determinantă în stabilirea unghiului maxim al mișcării. În fig.1.5 se poate observa cum se modifică limitele unghiulare la mișcarea de flexie/extensie: în cazul primului mușchi amplitudinea deschiderii este de 40°; la al doilea, dacă distanța de la centrul de rotație la punctul de inserție crește, amplitudinea scade la 25°. În general mușchii cu distanțe mari de inserare trebuie să fie compuși din fibre musculare lungi.

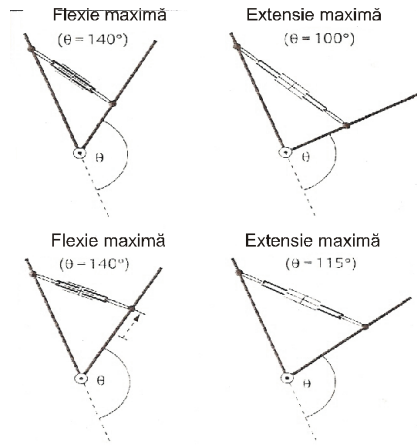


Fig. 1.5 Modificarea amplitudinii de rotație funcție de distanța inserării

1.4.2 Influența lungimii mușchilor asupra unghiului de rotație

Pe de altă parte, intervalul unghiular variază și funcție de lungimea mușchiului. Pentru aceleași distanțe ale punctelor de inserție în raport cu axa de rotație, în fig.1.6 se observă cum se modifică amplitudinea mișcării unghiulare de la 40° în cazul unui mușchi scurt la 75° în cazul unui mușchi lung.

Mișcarea de extensie este cea care câștigă în amplitudine semnificativ ($\Theta=35^\circ$ față de 100°). În ce privește forța dezvoltată ea nu suferă practic modificări la mușchii cu fibre lungi în timp ce la cei scurți aceasta se schimbă pe durata rotației.

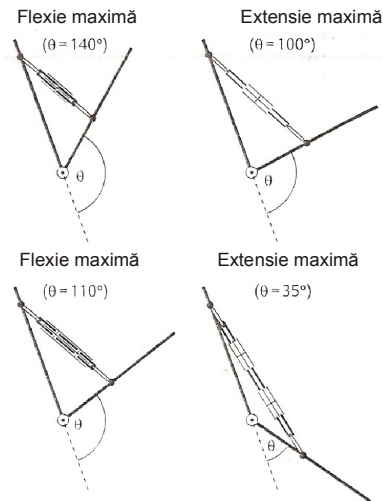


Fig. 1.6 Modificarea amplitudinii de rotație funcție de lungimea mușchiului

Bibliografie

[B1], [B9], [D15], [D16], [D26], [D27], [N3], [Z2]

2. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR PRIVIND ACTUATORII DE INTERES PENTRU PROTETICĂ

2.1 Rolul actuatorilor în cadrul sistemelor de acționare

Privit în termeni generali, **actuatorii** (de la englezescul „to act” = a acționa) sunt componentele active ale unui sistem mecatronic care permit acestuia să reacționeze la stimuli. Ei reprezintă acele segmente ale sistemelor de acționare, care prin funcționalitatea lor trebuie să înzestreze sistemul cu capabilități dependente de sarcini. Denumirea de **actuator** este folosită cu predilecție în cazul sistemelor de acționare noi (neconvenționale) în timp ce în cazul sistemelor de acționare clasice termenul folosit este **motor**.

Sarcina principală a actuatorilor este de a efectua lucru mecanic util atunci când sunt activați la intrare cu o anumită formă de energie [M4] - fig.2.1.

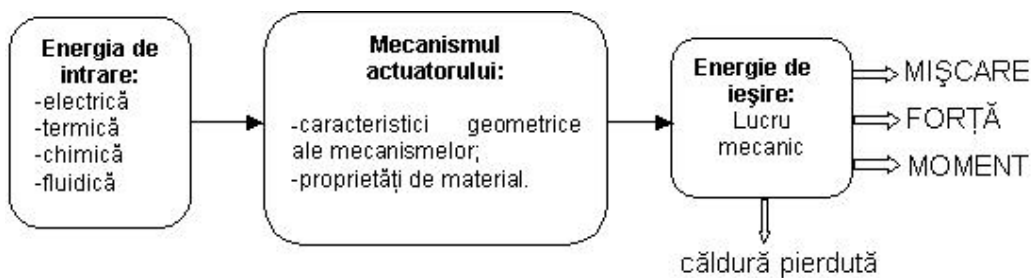


Fig. 2.1 Traseul energetic al actuatorului

Prin folosirea unor tehnici potrivite de transformare a energiei, actuatorii trebuie să fie capabili să genereze cu precizie, forțe și momente specifice sau schimbări de poziție. Găsirea celei mai bune soluții de acționare (de actuator) este poate cea mai importantă și cea mai dificilă problemă legată de desfășurarea unui proces.

Integrarea actuatorului în cadrul unui sistem [F1] este prezentată în fig.2.2.

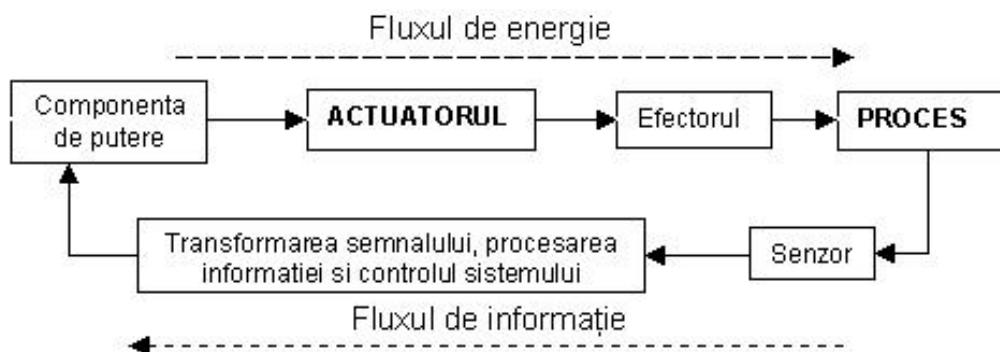


Fig. 2.2 Locul actuatorului în cadrul unui sistem de acționare

2.2 Tipuri de actuatori și energii de activare

În general, din punct de vedere al mișcărilor realizate, actuatorii pot fi liniari, rotativi sau oscilanți. Ei pot avea o cursă bine delimitată (de ex. la cilindri) sau teoretic nelimitată (cei rotativi), având unul sau mai multe elemente active (palete, pistoane, membrane, tuburi ondulate sau profilate etc.).

Categoria generică a actuatorilor este una extrem de largă în care intră elemente de acționare tradiționale: pompe, motoare: electrice, hidraulice, pneumatice, turbine sau pârghii, arcuri de diferite forme, clești, relee, întrerupătoare etc., dar și unele de actualitate, bazate pe deformarea controlată a elementelor active, cum ar fi de exemplu actuatori și microactuatori „inteligenți”.

Funcție de semnalul de intrare folosit, actuatorii se clasifică după cum se poate vedea în tabelul 2.1 [F1]. Natura sursei de energie folosită la acționare poate fi:

- *energie electrică* - este cel mai frecvent utilizată, de unde și marea varietate de motoare electrice: de curent continuu, de curent alternativ- sincrone sau asincrone, electrostatice ș.a. Avantajele acționărilor electrice sunt evidente: automatizare ușoară, posibilitatea de transmitere a comenzilor la distanță, simplitate în acționare la puteri mici și medii. Folosirea motoarelor electrice la acționarea diferitelor dispozitive și mecanisme este larg răspândită și datorită faptului că este bine cunoscută comportarea lor dinamică în timpul funcționării. Există însă și dezavantaje legate de utilizarea ME (și a altor componente electrice și electronice asociate), în general acționarea necesită transmisii intermediare capabile să adapteze mărimile de ieșire ale motorului la valorile solicitate de sistem, ceea ce crește semnificativ gabaritul și complexitatea construcției.
- *energie termică* - prin utilizarea unor materiale combustibile în structuri adecvate sau schimbări de fază în structura unor materiale cum sunt SMA. Acestea din urmă au proprietatea că după ce au fost deformat plastic, revin la forma inițială dacă sunt încălzite (au o memorie termică a formei).
- *energie chimică*- când generarea mișcării este posibilă ca urmare a unor procese chimice ce se produc la nivelul unor materiale specifice (polimeri).

- *energie fluidică (hidraulică sau pneumatică)* - în principal cu ajutorul motoarelor liniare, rotative sau oscilante dar și a unor echipamente noi cum sunt mușchii pneumatici. În prima categorie intră cilindri hidraulici/pneumatici precum și motoarele rotative cu pistonaje radiale, axiale, palete, angrenaje etc. Dacă motoarele hidraulice sunt lente și greoaie, cele pneumatice sunt rapide și ușoare, dar greu de controlat.

Tabelul 2.1

Energia de intrare	Natura forțelor de interacțiune	Tipuri de actuatori
Energie electrică	forțe de câmp electric sau magnetic exterior	Actuatori electrostatici Actuatori electromagnetici
	forțe moleculare interne	Actuatori piezoelectrice Actuatori magnetostrictivi Actuatori electroreologici
Energie termică	dilatare termică	Actuatori bimetalici Actuatori termici
	efectul de memorare a formei	Actuatori cu memoria formei (uni-sens și dublu-sens)
Energie chimică	forțe electrolitice	Actuatori electrochimici
	<i>forțe musculare</i>	<i>Actuatori biologici (mușchi)</i>
	forțe explozive	Actuatori pirotehnici de poziționare
Energie fluidică	forțe generate pneumatic	Actuatori pneumatici
	forțe generate hidraulic	Actuatori hidraulici

Lucrarea de față își propune să prezinte doar acele tipuri de actuatori care pot suscita interes pentru aplicații ce vizează acționarea dispozitivelor de protezare și a celor de susținere a scheletului osos, care îmbracă la exterior operatorul, numite și **structuri exoscheletice**.

2.3 Actuatori pentru dispozitive exoscheletice

Domeniul proteticii se ocupă de proiectarea, executarea și implementarea de dispozitive destinate corectării și recuperării deficiențelor organice sau funcționale, precum și corectarea unor deficiențe fizice ale unor persoane cu un anumit handicap. În cazul celor cu dizabilități motorii, sistemul locomotor suferă fie prin lipsa unor porțiuni anatomico-funcționale fie prin degradarea performanțelor naturale ale organismului, ca urmare a unor accidente sau boli. În acest sens, protezele și ortezele vin să suplinească sau să completeze acțiunea unor actuatori biologici cum sunt mușchii naturali.

Spre egalarea și chiar depășirea performanțelor biologice ale organismului uman se îndreaptă atenția realizatorilor de dispozitive exoscheletice, folosind pentru acționare o gamă din ce în ce mai largă de actuatori. Pentru a fi compatibili, aceștia trebuie să răspundă unor cerințe [D7] legate de:

1. raportul putere dezvoltată/greutate;
2. putere dezvoltată/volumul util;
3. deformabilitate;
4. stabilitate;
5. consum energetic mic;
6. transmisii auxiliare;
7. controlabilitate;
8. timp de răspuns mic;
9. zgomot redus.

Prin prisma acestora, actuatorii „exoscheletici” se împart în două grupe: *convenționali* (electrici, hidraulici și pneumatici) și *neconvenționali* – cei asociați cu materialele „inteligente” - (actuatori piezoelectrice, magnetostrictivi, electrorologici, SMA, EAP ș.a).

2.3.1 Actuatori convenționali

2.3.1.1 Actuatori electrici

Motoarele electromagnetice - de curent continuu, de curent alternativ, cele pas-cu-pas, liniare - prezintă dezavantaje, pentru dispozitivele de protezare și ortezare, în ce privește greutatea și elementele de transmitere.

Dintre acestea doar motoarele de curent continuu au fost analizate pentru acționări exoscheletice. Pentru motoare cu puteri între 500 și 1000 W momentele dezvoltate pe unitatea de volum variază între 4-5kNm/m³ iar pe unitatea de masă până la 3 Nm/kg. Raportul putere/masă în mod obișnuit este de ordinul **100W/kg** și peste această valoare (500W/kg). Randamentul electromecanic al acestor motoare este între 85-95 % iar vitezele unghiulare până la 75 rot/s (care la un raport de transmitere de 200:1 conduce la ~135°/s).

Examinarea, de către Oak Ridge National Laboratory [D7], a unei simple mișcări de îndoire a genunchilor de către o persoană având greutatea medie de 70 kg, în cadrul căreia corpul se deplasează vertical jos-sus, relevă nivele ale puterii care se apropie de 600 W la genunchi și în jur de 120 W la șold în condițiile unor încărcări de 710 Nm pentru articulația genunchiului și 160 Nm pentru șold. Pentru un raport acceptat de **500W/kg** de masă a actuatorului (propriu actuatorilor electrici performanți), se obțin actuatori de 1,2 kg (600W/500W/kg) pentru genunchi și 0,24 kg (120W/500W/kg) pentru șold. În ce privește momentul, pornind de la raportul 3 Nm/1kg rezultă momente de 3,6 Nm (3Nm/kgx1,2kg=3,6Nm) pentru actuatorul de genunchi și 0,72 Nm (3Nmx0,24kg=0,72Nm) pentru cel de șold. Cum aceste momente sunt mult mai mici ca cele solicitate, sunt necesare diverse transmisii (de ex. pentru genunchi, cutii de viteze cu un raport de transmitere de 200:1 ceea ce înseamnă 200x3,6=720 Nm) care îngreunează suplimentar dispozitivul exoscheletic. La aceasta se adaugă o parte electronică asociată cu motorul electric, a cărei volum și masă variază funcție de tipul motorului (de c.c sau c.a) putând ajunge în unele cazuri la greutăți și volume peste cea a întregului actuator, cu 20%-50%. În felul acesta, gabaritul și greutatea finală a

sistemului de acționare electric crește semnificativ, lucru defavorabil pentru aplicațiile protetice.

2.3.1.2 Actuatori hidraulici

Acestor actuatori le este specific debitul de lichid, dependent de capacitatea pompei și de restricțiile introduse de elementele de control ale acestuia (servovalve). Debitul dictează *viteza* elementului acționat în timp ce presiunea lichidului (reglată cu ajutorul supapelor) determină *forța/momentul* dezvoltat.

Folosirea fluidelor hidraulice (uleiuri) are avantajul reducerii forțelor de frecare ca urmare a proprietăților lubrifiante ale acestora, dezvoltării de forțe și momente mari cu energii de comandă mici. Nivelul presiunilor folosite de actuatorii hidraulici variază în general între 210 și 350 bar (210 bar-presiunea standard). Raportul putere/masă are valori de până la **2000W/kg** (de peste 5 ori mai mare ca în cazul acționărilor electrice) iar raportul putere/volum, de circa 10 ori mai mare. Momentele sunt mari la viteze scăzute. Forța sau momentul dezvoltat poate fi ușor adaptat unei aplicații prin simpla modificare a cursei liniare a pistonului actuatorului liniar sau prin modificarea deplasării unghiulare în cazul actuatorului rotativ. Acesta este motivul pentru care aici nu sunt necesare transmisii intermediare ca în cazul folosirii actuatorilor (motoarelor) electrice. Datorită frecărilor reduse, randamentul în cazul actuatorilor hidraulici liniari depășește 90% în timp ce pentru cei rotativi se înscrie între 80% și 90%.

În ce privește prezența servovalvelor destinate reglării debitului acestea conduc la pierderi de putere hidraulică însemnate (până la 30%). Consumul de energie electrică asociat funcționării SV este însă infim (intensitatea curentului ce alimentează motorul de rotație al clapetei oscilante a SV este în jur de 16 mA) ceea ce reprezintă un atu al actuatorilor hidraulici în fața celor electrice.

O problemă ce mai trebuie menționată în cazul actuatorilor hidraulici este cea a zgomotului mare produs de sistemul de pompare mai ales în cazul funcționării la frecvențe scăzute și cea a disconfortului legat de prezența acestuia.

2.3.1.3 Actuatori pneumatici

Cilindrii pneumatici au fost de departe cei mai folosiți actuatori în domeniul automatizărilor. Mai târziu, robotica a folosit pneumatica ca principală sursă de energie. Avantajul esențial era greutatea scăzută a elementelor și comportarea elastică a sistemului pneumatic. Aceasta din urmă se datorează în principal compresibilității aerului dar și posibilității de reglare comode a presiunilor de lucru. Această calitate joacă un rol important la nivelul interfeței „om - dispozitiv acționat”, în special când este vorba de realizarea unor operații delicate, de mare finețe (cum ar fi prinderea unui obiect fragil). În contrast cu acționarea pneumatică, acționările electrică și hidraulică au o comportare rigidă și pot realiza acțiuni asemănătoare doar cu ajutorul unei strategii de control feedback, relativ complexe.

Actuatorii pneumatici (tipic- cilindrii pneumatici) sunt similari celor hidraulici din mai multe puncte de vedere. De notat însă diferențierile dinte aceștia: aerul este slab lubrifiant motiv pentru care se produce uzura și coroziunea datorată condensului ce apare la destinderea bruscă a aerului comprimat; presiunile pneumatice (de ordinul câtorva bar) sunt semnificativ mai scăzute decât cele hidraulice (de ordinul sutelor de bar); aerul este mai impur ca fluidul hidraulic conținând diverse impurități din atmosferă și mai greu de filtrat; pierderile datorită

scurgerilor prin interstiții sunt mai mari deoarece aerul este mai puțin vâscos ca uleiul și deci randamentele vor fi mai slabe; aerul este puternic compresibil spre deosebire de fluidul hidraulic (de aici și siguranța în funcționarea la șocuri și vibrații este crescută în cazul actuatorilor pneumatici dar controlabilitatea lor este îngreunată); mediul pneumatic are capacitatea de înmagazinare a energiei de 20 până la de 50 de ori mai mare ca în cazul mediului hidraulic.

Actuatorii pneumatici au raportul putere/masă în jur de **400W/kg** [D7] (în cazul mușchilor artificiali valoarea raportului poate crește foarte mult, până la **5000W/kg** rivalizând cu actuatorii hidraulici) și au avantajul că nu necesită elemente de legătură intermediare.

În concluzie, în tabelul 2.2 sunt prezentate sintetic principalele trăsături ale actuatorilor tradiționali pentru aplicații exoscheletice.

Tabelul 2.2

Actuatori	Avantaje	Dezavantaje
Electrici	<ul style="list-style-type: none"> ✓ acuratețe în controlul poziției și vitezei ✓ silențios și ieftin 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ raport redus putere/greutate
Hidraulici	<ul style="list-style-type: none"> ✓ răspuns rapid ✓ raport excelent putere/greutate ✓ proprietăți lubrifiante 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ scump și greoi ▪ fluide inflamabile ▪ pierderi prin scurgeri ▪ zgomot
Pneumatici (cilindri)	<ul style="list-style-type: none"> ✓ ieftin și simplu constructiv ✓ posibilități de supraîncărcare în condiții de siguranță 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ presiuni scăzute ▪ dificultăți în controlul poziției ▪ viteze mari dar greu controlabile

În cele ce urmează se vor prezenta o serie de actuatori neconvenționali care pot fi unii, candidați „viabili” pentru a înlocui funcțiile mușchilor naturali acționând ca veritabili **mușchi artificiali**, în timp ce alții pot echipa interfețe de control a protezelor prin așa numita stimulare electrică funcțională (**Functional Electric Stimulation – FES**).

2.3.2 Actuatori neconvenționali

2.3.2.1 Actuatori cu memoria formei

Descoperit în anii '50 pe un șantier naval din S.U.A, efectul de memorie a formei de care se bucură unele aliaje (**Shape Memory Alloys - SMA**), se referă la proprietatea termomecanică a anumitor materiale metalice de a suferi transformări de fază reversibile în structura lor atomică, dacă temperatura depășește sau scade sub o anumită valoare critică. Astfel, un element SMA deformat își va „aminti” forma și dimensiunile originare și va reveni la acestea, dacă va fi încălzit peste temperatura de transformare martensită-austenită, în felul acesta generând forță și mișcare.

Mecanismul de bază al transformării structurale a SMA este schematizat în fig.2.3.

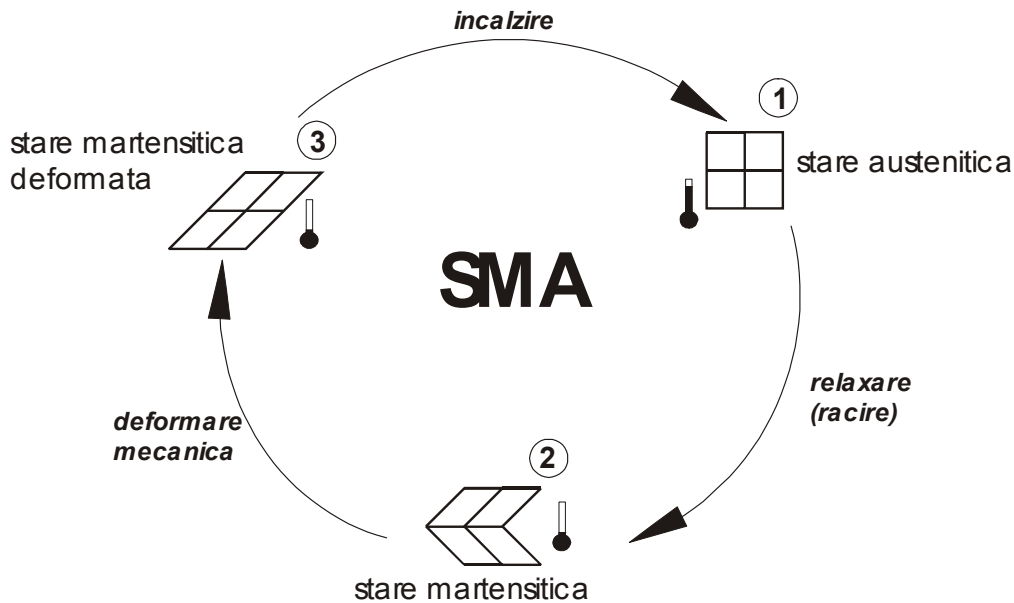


Fig. 2.3 Transformările structurale la nivelul SMA

Pornind de la o stare **1** austenitică stabilă și rigidă, SMA se transformă în stare martensitică **2** pe măsură ce se răcește sub o temperatură critică. La această temperatură scăzută poate fi deformat și-și păstrează această formă deformată **3** atâta timp cât se menține temperatura respectivă. Când este expus unei temperaturi mai mari decât temperatura critică, martensita deformată se retransformă în austenită, SMA revenind spontan la forma „memorată” originală **1**. În felul acesta se pot obține deplasări mari cu efectuare de lucru mecanic. Odată cu răcirea SMA, forma acestuia poate rămâne nemodificată (efect unidirecțional sau uni-sens, **1-2-3-1...**) sau va lua din nou forma deformată (efect bidirecțional sau dublu-sens, **1-2-1-2...**). În primul caz, aliajul „memorează” doar forma corespunzătoare temperaturilor înalte la care revine după încălzire, „uitând” forma corespunzătoare temperaturilor joase, la care se ajunge prin deformare. În cel de-al doilea caz, aliajul comută înainte-înapoi între două stări memorate ca urmare a unor cicluri de încălzire-răcire, fără a fi necesară aplicarea unei forțe (de deformare) ca în primul caz. Acest efect bidirecțional are cele mai multe aplicații practice dar este de amplitudine mai mică decât efectul unidirecțional (maxim 5%).

Avantajele actuatorilor pe bază de memorarea formei sunt:

- complexitate scăzută;
- rapoarte foarte bune putere/greutate (100 – 1000 W/kg);
- dimensiuni mici și deplasări relative mari (contractții peste 10%).

Există și unele limitări în utilizarea lor, cauzate de un randament energetic scăzut, o frecvență redusă a ciclurilor de încălzire, influența temperaturii mediului și necesitatea utilizării unor materiale termorezistive și/sau termoizolante.

Sub formă de fire, membrane, tuburi ondulate sau arcuri, SMA și-au găsit întrebuințări într-o serie de aplicații din domeniul microroboticii dar și al

dispozitivelor medicale pentru chirurgie: endoscoape, cateteri sau pentru reabilitare: proteze, orteze. În ultimul caz, folosind SMA poate fi rezolvată problema mobilizării unei articulații în mișcarea antagonică de flexie-extensie pe baza efectului bidirecțional, având la bază superelasticitatea și capacitatea de amortizare a SMA.

Transformarea austenită-martensită nu este una bruscă ci, tipic pentru materialele SMA, este una de tip histerzis, existând un domeniu de temperatură în care cele două faze coexistă, așa cum se poate vedea în fig.2.4.

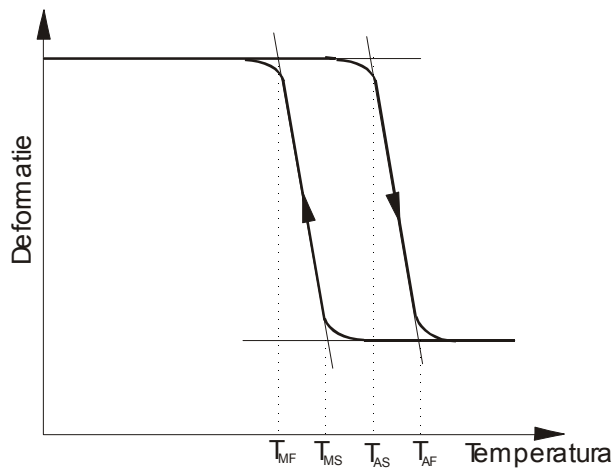


Fig. 2.4 Curba de histerzis a unui SMA

- T_{MS} – temperatura de start în formarea martensitei;
- T_{MF} – temperatura de finalizare a formării martensitei;
- T_{AS} – temperatura de start în formarea austenitei;
- T_{AF} – temperatura de finalizare a formării austenitei.

Temperatura critică la care are loc transformarea de fază *martensită-austenită* depinde în principal de compoziția materialului. Cele mai utilizate materiale la care s-a constatat efectul de memoria formei sunt: în primul rând *aliajele Ni-Ti (nitinol)* care au proprietăți excelente în acest sens precum și *aliajele de cupru: Cu-Zn-Al, Cu-Al-Ni, Cu-Al-Be*. Aliajele Ni-Ti au temperatura critică cuprinsă între -100°C și $+100^{\circ}\text{C}$ ceea ce le limitează aplicabilitatea la acest interval de temperatură, pentru temperaturi mai ridicate (200°C) se folosesc aliaje Ni-Ti-Pd.

Ciclul de încălzire poate fi ușor controlat prin ajustarea mărimii curentului aplicat dar ciclul de răcire este mult mai greu controlabil. Pentru a îmbunătăți timpul de răspuns al actuatorului trebuie folosite dispozitive de răcire suplimentare.

2.3.2.2 Actuatori electrochimici

Funcție de fenomenele chimice care stau la baza efectului de acționare, actuatorii electrochimici se împart în:

- *actuatori pe bază de polimeri electroactivi (ElectroActive Polymers – EAP)* și care funcție de mecanismul lor de activare se împart în două categorii: cu activare ionică - care presupun mobilizarea sau difuzia ionilor (geluri

polimerice, polimeri conductivi, nanotuburi) și cu activare electrică- pe bază de câmp electric sau forțe Coulomb (polimeri electrostrictivi, electrostatici, piezoelectrice). Și într-un caz și-n celălalt stimularea deformării elastice a EAP se realizează electric, cu tensiuni de curent continuu având valori de 1-2 V/ μm în primul caz și peste 100 V/ μm (150V/ μm) în cel de-al doilea. Deformarea EAP se realizează sub formă de: încovoiere, întindere sau contracție.

- *actuatori pe bază de reacții chimice* în urma cărora energia chimică este convertită în energie mecanică.

Potențiala folosire a polimerilor electroactivi ca actuatori la acționarea diverselor manipuloare miniaturale, brațe robotice, dispozitive medicale, presupune o bună colaborare interdisciplinară a specialiștilor din domenii ca: știința materialelor, chimie, electromecanică, calculatoare, electronică, biologie, etc. La fel ca în cazul altor tipuri de noi actuatori, sursa de inspirație pentru aceste dispozitive o reprezintă modele din lumea animală, a căror mișcări și mobilități încearcă să le copieze. O importantă destinație a acestor materiale se preconizează în domeniul protezării, datorită caracteristicilor asemănătoare cu ale mușchilor biologici, obiectivul fiind crearea de „proteze bionice” capabile să facă față chiar unor „confruntări” între biologic și tehnologic.

Gelurile polimerice au fost studiate (începând cu Toyochi Tanaka, 1975; Osada și Kishi, 1989; Hunter și Lafontaine, 1992; Kornbluh, 1995; Bar-Cohen, 1999; Liu și Calvert, 2000) de către cercetătorii preocupați de realizarea de mușchi artificiali, datorită similitudinilor care există între proprietățile acestora și ale mușchilor biologici, după cum se poate vedea în tabelul 2.3. Cel puțin două organizații internaționale: International Society for Optical Engineering (SPIE) și Materials Research Society (MRS) organizează anual conferințe și simpozioane având ca tematică actuatori și dispozitive pe bază de EAP.

Tabelul 2.3

Nr. Crt	Tipul actuatorului	Deformația maximă [%]	Presiunea maximă [bar]	Densitatea energetică maximă [J/cm^3]	Randament maxim [%]	Viteza relativă
1	Mușchi biologici	> 40	3,5	0,07	> 35	medie
2	Geluri polimerice	< 40	3	0,06	30	scăzută

Gelul este produsul intermediar între lichid și solid, fiind constituit dintr-o rețea polimerică și un fluid interstițial. Proprietățile de echilibru și cele dinamice ale gelului sunt determinate de interacțiunea dintre polimer și lichid. Indiferent că sunt geluri naturale: umoarea vitroasă a ochiului, căptușeala stomacului, intestinului sau plămânului sau sunt geluri artificiale: poliacrilamide, polistiren sau altele, toate au o proprietate comună foarte importantă și anume aceea că-și modifică brusc și reversibil volumul în anumite condiții externe de temperatură, pH, câmp electric,

solvenți. În cele mai multe cercetări efectuate, activarea gelurilor s-a presupus pe cale electrică.

La nivelul rețelei polimerice acționează trei tipuri de forțe care asigură starea de echilibru a gelului:

- *forțe elastice*, care au tendința de a opune rezistență la întindere sau compresiune și sunt proporționale cu temperatura absolută;
- *forțe de atracție electrică între polimer și solvent*, care duc la absorbția moleculelor de solvent, și care nu depind de temperatură ci de tipul solventului și de volumul gelului;
- *forțe de presiune ale ionilor de hidrogen*, determinate de mișcarea ionilor de H^+ în rețeaua polimerului și depind de gradul de ionizare al polimerului, fiind direct proporțională cu temperatura și invers proporțională cu volumul acestuia.

Gelurile polimerice [D6] sunt reprezentate de polimeri având rețele de legături încrucișate care le permit să-și modifice în mod reversibil volumul de peste o mie de ori, într-un interval care poate varia de la câteva milisekunde în cazul microfibrilor până la minute și chiar zile în cazul fibrelor și straturilor subțiri (de ex. pentru o fibră având diametrul de 1 cm contracția are loc în aprox. două zile și jumătate). Capacitatea de a genera deformații mari nu este proprie și altor materiale active cum ar fi SMA sau materialele piezoelectrice ceramice. Ciclurile de contracție/dilatate se realizează în prezența unor solvenți: de exemplu acetona pentru a produce contracția și apa pentru a produce dilatarea. Cele mai utilizate geluri polimerice sunt: alcoolul polivinilic (PVA), acidul poli-acrilic (PAA), poli-acrilonitrilul (PAN).

Progresele făcute în ultimul timp în legătură cu dezvoltarea de EAP vor aduce beneficii viitoare remarcabile inclusiv în domeniul proteticii medicale, existând ambiția de a crea așa numitul „om bionic” un android echipat cu mușchi artificiali gata să se ia la trântă cu „homo sapiens”.

Polimerii conductivi (Otero, 1995) se caracterizează printr-o bună conductivitate asigurată de mobilitatea electronilor între capetele polimerului, atunci când se aplică un curent electric. Se realizează ca actuator tip „sandwich” cu doi electrozi subțiri din polimeri conductivi, între care se plasează un electrolit cvasi-solid. Când se aplică o tensiune (între 1 și 5 V) între electrozi, se produce transferul de ioni H^+ din electrolit, între cele două părți, care suferă una (catodul) reacții de reducere și alta (anodul) de oxidare. În acest fel structura se contractă într-o parte și se dilată în cealaltă, rezultatul global fiind cel de încovoiere. Cei mai utilizați polimeri conductivi sunt polianilina (PAni) și polipirolul (PPY).

Nanotuburile (Baughman, 1999) sunt tuburi de carbon de dimensiuni nanometrice având proprietăți mecanice asemănătoare cu ale diamantului. Acționarea se datorează legăturii carbon-carbon plasată într-un electrolit și care-și modifică lungimea când este stimulată electric, prin injecția de electroni care determină schimbul de ioni între electrolit și nanotub. La nivel microscopic se produce astfel creșterea în lungime a nanotubului. Dificultățile principale legate de nanotuburi sunt cele de producere a lor pe scară largă și costurile ridicate pe care le implică.

Polimerii electrostrictivi (elastomeri dielectrici) [H1] sunt actuatori liniari caracterizați printr-o capacitate de stricțiune mare (10% - 30%) și care suferă

deformații mecanice atunci când sunt așezați în câmp electric. Plasați între doi electrozi elastici subțiri cărora li se aplică o tensiune, acești polimeri se comprimă pe o direcție măriru-și aria în plan perpendicular (volumul rămânând același) așa cum se poate vedea în fig.2.5. Electrozii au calitatea de a se deforma împreună cu elastomerul de care sunt lipiți, fără a crea tensiuni opuse și fără a-și pierde conductivitatea.

În urma deformării energia electrică este astfel convertită în energie mecanică, iar forța dezvoltată este proporțională cu sarcina electrică aplicată.

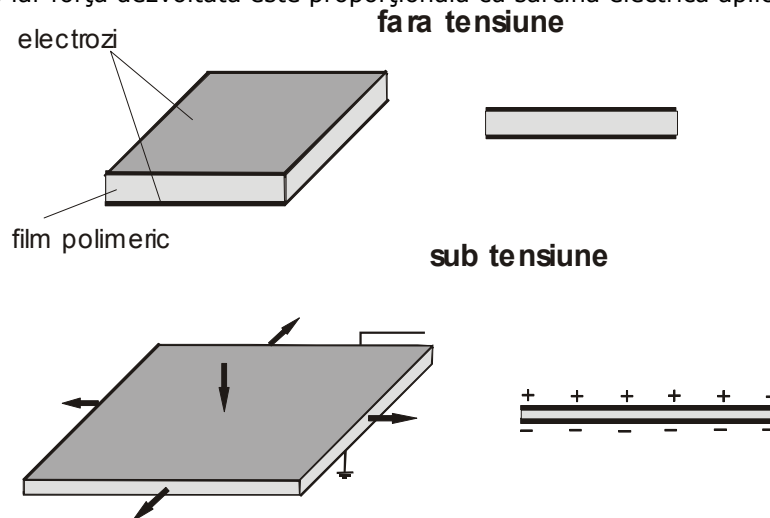


Fig. 2.5 Principiul electrostrictiv care stă la baza elastomerilor dielectrics

Grefarea unui elastomer electrostrictiv pe un polimer piezoelectric conduce la obținerea unui compozit care poate opera atât ca senzor piezoelectric cât și ca actuator electrostrictiv. Caracterul acesta dual actuator-senzor reprezintă un avantaj foarte mare al polimerilor electrostrictivi deoarece reduce greutatea mușchiului artificial spre deosebire de actuatorii convenționali care trebuie să aibă senzori separați ceea ce duce la structuri greoaie.

Formele sub care pot fi utilizați polimerii electrostrictivi sunt asemănătoare cu cele ale actuatorilor piezoelectrics: film polimeric, diafragmă, lamelă încastrată, tub, cilindru. Prelucrate sub formă de filme siliconice subțiri și răsucite în formă de funie, acești polimeri prin expandare pot dezvolta forță de tracțiune longitudinală dacă sunt activați electric. Mai mult, dacă sunt legați în paralel se obțin forțe mai mari, iar dacă sunt legați în serie crește cursa lor. În felul acesta se poate face comparația cu modul de acționare al mușchilor biologici. Spre deosebire de aceștia din urmă, filmele elastomerice dielectrics când sunt stimulate electric nu se contractă ci expandează.

Cu ajutorul elastomerilor dielectrics s-au realizat microdispozitive de prehensiune care sugerează funcționalitatea falangelor umane, pompe de sânge pentru protezarea inimii, dispozitive optice pentru manevrarea lentilelor, microroboți pentru investigații chirurgicale dar și spațiale. Totuși, potențialul redus de utilizare a lor rezidă în primul rând, din faptul că pentru a obține deformații semnificative, necesită câmpuri electrice intense care pot duce la distrugerea materialului.

Din categoria elastomerilor dielectrics cu reale calități pentru a fi folosiți ca actuatori se numără polimerii siliconici și cei acrilici (polimetilmetacrilat PMMA).

Actuatorii pe bază de reacții chimice pot fi foarte diverși, funcție de marea varietate a reacțiilor chimice care stau la baza funcționării lor. Reprezentative sunt aici motoarele termice cu ardere internă la care prin arderea combustibililor au loc reacții de oxidare a hidrogenului însoțite de emisia de căldură și/sau alte gaze care pot fi folosite pentru a genera lucru mecanic. Pentru aceasta, reacțiile chimice au loc în incinte prevăzute cu sisteme de dozare a compușilor, cu elemente elastice care convertesc variația de volum și presiune în deplasare/forță și cu mecanisme de transmitere și transformare a mișcării.

2.3.2.3 Actuatori piezoelectrice

Actuatorii piezoelectrice au la bază efectul piezoelectric invers descoperit în 1880 de frații Curie conform căruia anumite materiale (cristale: cuarț, turmalina, sare Rochelle; ceramici sinterizate: titanat de bariu, titanat de plumb și zirconiu, sau polimeri: politetrafluoretenă) au proprietatea ca atunci când li se aplică un câmp electric să sufere deformări, generând astfel tensiuni mecanice sau mișcare.

Dacă la cristale efectul piezoelectric este unul liniar în cazul substanțelor amorfe acest efect este pătratic. Liniarizarea lui se face prin prepolarizarea electrică inițială a acestor materiale (fig.2.6a). Prin aplicarea unui câmp electric puternic, la o temperatură înaltă, se realizează alinierea structurii microscopice, producându-se polarizarea elementului piezoelectric pe direcția câmpului. După îndepărtarea câmpului electric, elementul rămâne cu o polarizare reziduală (fig.2.6a). Prin aplicarea ulterioară, pe direcția de polarizare, a unei tensiuni având aceeași polaritate cu a tensiunii de polarizare (fig.2.6b) sau polaritate opusă (fig.2.6c), se produce deformarea elementului piezoelectric, în sensul întinderii sau contracției lui. Mărimea acestor deformări este proporțională cu mărimea tensiunii aplicate. Dacă tensiunea aplicată este una alternativă, se produc cicluri de alungire- scurtare ale elementului, cu frecvența tensiunii aplicate.

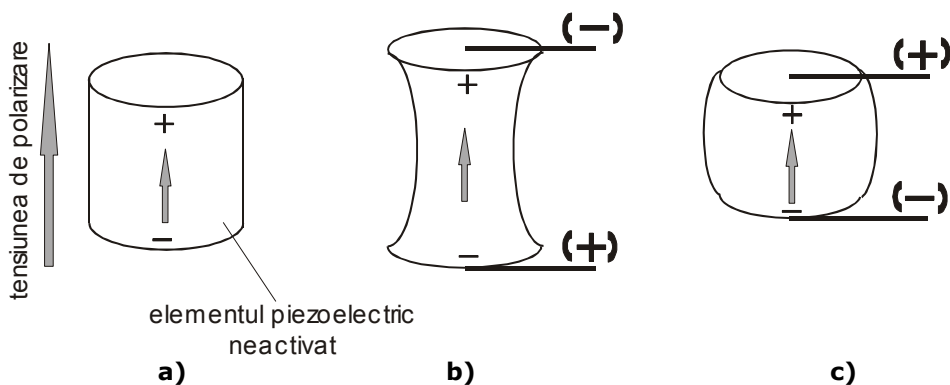


Fig. 2.6 Elementul piezoelectric polarizat inițial (a) alungit (b) sau contractat (c), ca urmare a aplicării unei tensiuni de același sens sau de sens opus tensiunii de polarizare

Alături de avantajele de care se bucură: precizie extrem de ridicată de poziționare, răspuns de ordinul microsecundelor, forțe mari dezvoltate, randamente energetice în jur de 50%, posibilități de miniaturizare, insensibilitate la mediul de operare, actuatorii piezoelectrice prezintă și dezavantaje: fragilitate, uzură și

oboseală accentuată, necesitatea transformării vibrațiilor de înaltă frecvență în mișcare continuă sau intermitentă.

Așa cum s-a prezentat și în cazul actuatorilor convenționali (tabelul 2.2) o analiză comparativă privind caracteristicile principalelor tipuri de actuatori interesanți pentru domeniul protezării, așa în continuare (tabelul 2.4) se prezintă comparativ câteva proprietăți ale actuatorilor neconvenționali, de interes.

Tabelul 2.4

Proprietatea	Aliaje cu memoria formei	Polimeri electroactivi	Actuatori piezoelectrice
Deformația (pe direcția de acționare)	< 8 %	până la 30% (la cei dielectrici)	0,1 – 0,3 %
Forța dezvoltată (MPa)	200	0,1 - 25	30 - 40
Densitatea (g/cm ³)	5 - 6	1 – 2,5	6 - 8
Tensiunea de activare (V)	5	Ionic EAP: 1 – 5 Electric EAP: 10 - 150	50 - 800
Timpul de răspuns	msec până la min	μsec până la min	μsec până la sec
Puterea consumată	MW	W	W

2.3.2.4 Mușchi artificiali pneumatici

Căutările, în vederea obținerii de noi actuatori pneumatici performanți pentru domeniul roboticii și protezării medicale, au condus la descoperirea unor soluții ingenioase numite mușchi artificiali pneumatici (**P**neumatic **A**rtificial **M**uscle - PAM). Dacă la început histerezisul lor depășea 25%, acesta s-a redus pe măsură ce cercetările au avansat. Astfel, folosirea mușchilor artificiali pneumatici a devenit o alternativă comună de acționare pneumatică a articulațiilor cu mișcare de rotație. Denumirile sub care sunt cunoscuți PAM sunt variate dar toți reprezintă soluții de actuatori pneumatici. Ei au fost cu succes folosiți în diferite aplicații în automatizări și robotica antropomorfă - care imită funcționarea organismului uman - dar și în construcția dispozitivelor de protezare și ortezare.

PAM sunt preferați pentru mai multe motive:

- raportul putere/greutate este de aprox. 5 ori mai mare ca în cazul actuatorilor electrice sau hidraulici; unii PAM, cum sunt cei produși de Festo, dezvoltă forțe cu mai mult de 10 ori mai mari decât în cazul cilindrilor pneumatici convenționali în condițiile în care consumă doar 40% din energia consumată de aceștia;
- diametrele au valori scăzute, până la 3 mm (FESTO) sau 6 mm (SHADOW), ceea ce-i face atractivi pentru domeniul de analiză;

- prezintă risc minim pentru utilizator în eventualitatea unui accident;
- nu sunt poluanți deoarece lucrează cu aer comprimat.

Cu toate că au fost folosiți deja în diverse aplicații, potențialul PAM nu a fost integral exploatat. Folosirea controlului neuronal sau a celui adaptiv în dispozitivele de protezare sunt variante robuste dar prezintă inconvenientul unei slabe convergențe respectiv unei perioade lungi de antrenament/învățare. Controlul adaptiv nu este mulțumitor în cazul mișcărilor rapide solicitate în dispozitivele de ortezare/protezare în timp ce controlul neuronal nu stăpânește suficient situațiile neașteptate, singulare.

2.4 Concluzii și contribuții

- Efectuarea unui studiu bibliografic cuprinzător asupra stadiului actual al cercetărilor privind sistemele de acționare bazate pe actuatori miniaturali și întrebuințările lor în diverse aplicații.
- Sistemizarea informațiilor și realizarea unei clasificări originale a actuatorilor cu potențial în domeniul dispozitivelor exoscheletice, având la bază criterii energetice, constructive, funcționale, de gabarit, de siguranță, economice.

Bibliografie

[B4], [B9], [D6], [D7], [F1], [G3], [G4],[H1], [L4], [M4]

3. CONSIDERAȚII ASUPRA MUȘCHILOR ARTIFICIALI PNEUMATICI, CA SUBSTITUT AL MUȘCHILOR BIOLOGICI

Mușchii artificiali pneumatici (**MAP**) sunt dispozitive contractile, similare unor motoare liniare, acționate cu gaz sub presiune. Aceștia sunt cunoscuți sub diverse denumiri: actuatori fluidici (Yarlott, 1972), actuatori contractili axiali (Kukolj, 1988; Immega, 1990), actuatori de tracțiune (Paynter, 1988), mușchi artificiali pneumatici (Caldwell, 1993; Chou și Hannaford, 1996; Tondu și Lopez, 2000), etc.

Conceptul care stă la baza lor este simplu: în esență, MAP este format dintr-o membrană închisă, care sub acțiunea presiunii aerului expandează radial și a cărei capete axiale, legate prin fittinguri de organul acționat, se apropie, dezvoltând o forță de contracție în lungul axei longitudinale, asemănătoare celei generate de mușchii scheletici.

Literatura de specialitate consemnează o relativă varietate de MAP, dintre care menționez: mușchii McKibben, Yarlott, ROMAC, Kukolj, Morin, Baldwin și mai nou, așa numiții mușchi „plisați” (PPAM). Utilitatea MAP s-a dovedit, în primul rând, în domeniul roboticii și al automatizărilor, însă în ultimii ani, tot mai multe încercări s-au îndreptat și spre utilizarea lor ca elemente de acționare a dispozitivelor de protezare și susținere a scheletului osos.

MAP se bucură de o serie de caracteristici și proprietăți care îi recomandă: deosebit de ușori; gabarit și masă redusă pe unitatea de putere (peste 1kW/kg); comportare asemenea unui arc, datorită pe de-o parte, compresibilității aerului și pe de alta, variației forței cu deplasarea; amortizarea șocurilor datorate impactului; posibilități de conectare ușoară și directă, fără reductoare de viteză (ca în cazul acționării cu motoare electrice), fără pericol de electrocutare sau incendiu.

3.1 Mușchii biologici priviți ca actuatori performanți

Mișcarea activă a corpului uman presupune două aspecte: *mobilitatea* - referitoare la schimbarea poziției în spațiu și *contractilitatea* - legată de generarea de forțe. Mecanismul general de realizare a locomoției presupune următoarea succesiune: impuls nervos, contracție musculară, mobilizarea pârghilor osteoarticulare. Toate acestea sunt în strânsă legătură și determinate cu contracția mușchilor naturali (biologici), veritabili actuatori extrem de performanți. Mecanismul de realizare a contracțiilor musculare este prezentat în detaliu în Cap.1. Acesta este un proces bio-sintetic având la bază reacții chimice exergonice și endergonice, în centrul cărora se află un compus macroergic important numit *adenosine triphosphate* (ATP). Acesta este în permanență sintetizat și consumat de organism, eficiența energetică a unui sistem biologic fiind cca. 50%.

Mușchiului biologic poate fi considerat, în mod sintetic, drept „un motor liniar (...) cu forme neregulate, dar foarte fiabil (...) care funcționează pe bază de combustibili disponibili și care poate fi comutat în câteva milisecunde până la puteri de 10^3 W/kg. El prezintă (...) două moduri de funcționare: 1) un mod declanșat extern, când amplificarea energetică este de 10^6 , viteza max. opțională între 0,1

mm/s și 100 mm/s și tensiunile generate între 20N/m^2 și 50N/m^2 și 2) un mod autonom, adecvat pentru operații de pompare(...). Acest motor liniar este înzestrat cu multe accesorii (servomecanisme) proprii care sunt destinate unui control foarte fin" [M4].

Indicatorii de performanță ai sistemului muscular uman, stabiliți pe baza unor îndelungate cercetări și măsurători, se referă la:

- *puterea specifică*, care reprezintă puterea dezvoltată pe unitatea de masă și care în cazul mușchiului striat uman este, în medie, aprox. **200W/kg**;
- *forța de contracție*, sau forța maximă care poate fi dezvoltată de mușchi pe unitatea de secțiune transversală, care la om este între 15 și 40N/cm^2 ;
- *capacitatea de înmagazinare a energiei*, adică perioada de funcționare pe baza energiei acumulate, ceea ce înseamnă intervalul între mese de aprox. 4-6 ore;
- *robustețe și independență*, ceea ce presupune că mușchii sunt independenți și sunt protejați de mediul înconjurător, prin piele;
- *randament ridicat*, cuprins între 45% și 75%.

3.2 Modelul HILL. Relația forță-lungime și forță-viteză

Forța musculară, dezvoltată de mușchii scheletici, se transmite oaselor prin intermediul tendoanelor. Acestea reprezintă elementele pasive în transmiterea forțelor spre pârgurile osoase. Prin studierea anatomiei și fiziologiei ansamblului mușchi-tendon se urmărește realizarea unui model care să-și găsească aplicabilitatea în sisteme de acționare a dispozitivelor de protezare și ortezare.

Modelul Hill [B9], [D26], [H2] permite studierea comportării statice și dinamice a ansamblului mușchi-tendon în condiții izometrice. Astfel, mușchiul este considerat ca fiind format dintr-un element contractil activ ECA (care modelează miofibrilele din punct de vedere al dezvoltării forțelor active) înseriat cu un element elastic pasiv EEP (expresie a elasticității miofibrilelor) - fig.3.1. EEP se comportă ca un arc care înmagazinează energie în timpul alungirii și o descarcă atunci când revine la lungimea inițială.

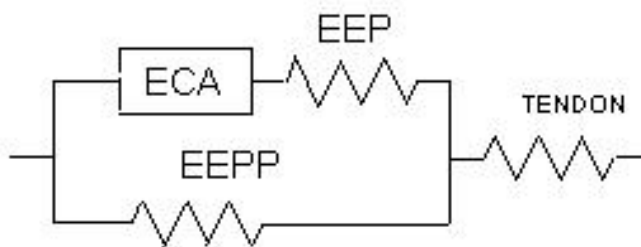


Fig. 3.1 Modelul Hill

Pentru a descrie mai bine comportarea pasivă a mușchiului s-a introdus un al doilea element elastic EEPP montat în paralel, care împiedică ruperea mușchiului în situația alungirii sale pasive.

În timpul contracției musculare, forța dezvoltată de sistem crește încet. Asta datorită faptului că simultan ECA se scurtează și elementele elastice se alungesc. Acestea din urmă se comportă ca veritabile amortizoare ce împiedică creșterea bruscă a forței musculare.

Expresie a funcționării modelului Hill sunt relațiile *forță-lungime* și *forță-viteză*, deosebit de importante pentru aprecierea preciziei și coordonării mișcărilor corpului uman. Se fac două observații: pe de-o parte, ECA și EEP fiind conectate în serie, modificarea lungimii ansamblului este egală cu suma modificărilor petrecute în lungimea fiecărui element, ceea ce înseamnă că este posibil ca în condiții izometrice, ECA să se contracte în timp ce EEP să se lungească iar lungimea totală a mușchiului să rămână constantă. Pe de altă parte, viteza de scurtare sau lungire a modelului ECA+EEP este suma vitezelor de modificare a dimensiunilor pentru fiecare element în parte.

3.2.1 Relația FORȚĂ-LUNGIME

Una din cele mai studiate [B8], [D3], [D15] în biomecanica musculară, relația F-L exprimă modul de variație al forțelor active și pasive (după cum arată modelul Hill), la nivelul mușchiului, funcție de lungime, în condițiile vitezei nule (*izometric*) - fig.3.3. Se observă că forțele active au un aspect parabolic- sunt maxime la lungimea optimă L_0 (de repaus), corespunzătoare unei lungimi a sarcomerului între 2...2,25 μm și scad odată cu lungirea sau scurtarea mușchiului.

La solicitări exterioare ale mușchiului, forțele pasive nu se inițiază de la început ci cu ceva dinainte de L_0 și cresc cvasi-liniar la început pentru ca apoi, după L_0 , forța să crească aproape exponențial. Cea mai mare valoare a forței pasive se atinge la o lungime maximă $L_{max} \approx 1,5 L_0$. Dacă solicitarea continuă, forța totală crește dramatic și mușchiul se rupe în zonele de legătură cu tendonul.

Relația empirică adimensională (parabolică) care descrie comportarea în condiții izometrice a mușchiului biologic este [K4]:

$$\frac{F}{F_0} = k_1 \cdot \left(\frac{L}{L_0} \right)^2 + k_2 \cdot \left(\frac{L}{L_0} \right) + k_3 \quad (3.1)$$

unde: F_0 - forța maximă generată de elementul contractil la lungimea de repaus L_0 ; F - forța izometrică corespunzătoare lungimii L a mușchiului. Constantele empirice k_1, k_2, k_3 sunt date în literatura de specialitate ca având valori în intervalele: $-13,5 \leq k_1 \leq -4,5$; $9,0 \leq k_2 \leq 28,2$; $-14,0 \leq k_3 \leq -3,5$; în timp ce: $0,7 \leq L/L_0 \leq 1,2$. Dependența forță-lungime este reprezentată grafic în fig.3.2.

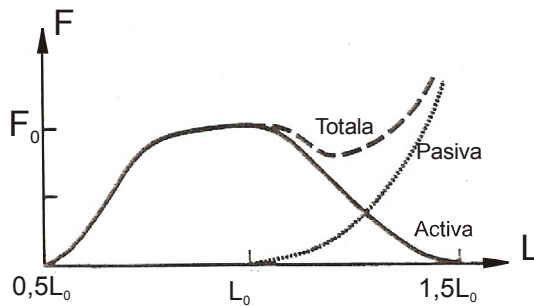


Fig. 3.2 Dependenta forță-lungime (izometric) [D26]

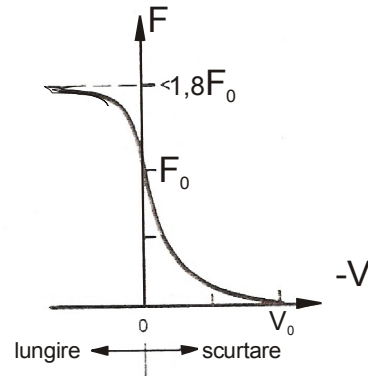


Fig. 3.3 Dependenta forță-viteză (izotonic) [D26]

Forța pasivă nu depinde de nivelul de activare musculară - după cum se vede și din fig.3.2 și fig.3.4 (F_0 , respectiv $F_0/2$) dar forța activă, da.

3.2.2 Relația FORȚĂ-VITEZĂ

În condiții izotonice, stimularea musculară se poate face fie în sensul scurtării fie al lungirii mușchiului [B11], [K4], [H2]. În acest caz, expresia empirică generală (hiperbolică) a forței musculare este:

$$F = \frac{F_0 \cdot b - a \cdot v}{b + v} \quad (3.2)$$

unde: v - viteza de contracție care are semnul „-” (la scurtare); F_0 - forța maximă în condiții izometrice (3.1), la lungimea mușchiului L_0 ; v_0 - viteza de contracție maximă, la lungimea L_0 a mușchiului și la $F = 0$ ($v_0 = b F_0 / a$); a, b - constante stabilite experimental, care pentru aplicații locomotorii se iau astfel încât:

$$0,12 \leq b/v_0 \leq 0,41; \quad 0,12 \leq a/F_0 \leq 0,41 \quad \text{în timp ce } F_i/F_0 \leq 1,0 \text{ și } v_i/v_0 \leq 1,0. \quad (3.3)$$

Curba F-v (fig.3.3 și fig.3.5) prezintă două ramuri: cea din *dreapta*, când mușchiul se scurtează (*contractii concentrice*) - aplică relația (3.2) și se observă că forța scade hiperbolic cu creșterea vitezei și ramura din *stânga*, care caracterizează *contractiile excentrice*, când mușchiul se lungeste dacă este încărcat cu o forță mai mare ca F_0 , forța tinzând asimptotic (practic la viteză constantă) până la o valoare egală cu $1,8F_0$, respectiv $0,8F_0$. Descreșterea tensiunii (forței) musculare, pe ramura din dreapta, odată cu creșterea vitezei indică prezența unui element amortizor (EPP).

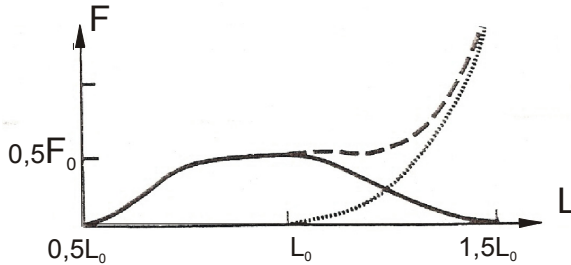


Fig. 3.4 Relația $F-L$, la nivel de activare $F_0/2$

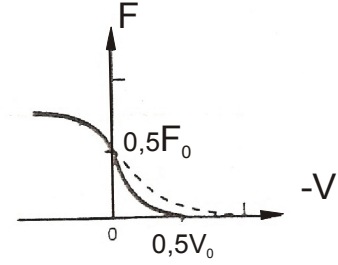


Fig. 3.5 Relația $F-v$, la activare $F_0/2$

Lucrul mecanic dezvoltat de mușchi este $W = F \Delta L$, cu care se poate calcula puterea mecanică P :

$$P = \frac{dW}{dt} = F \frac{\Delta L}{dt} = F \cdot v \quad (3.4)$$

3.3 Tipuri de mușchi artificiali pneumatici

Primul care a descoperit un actuator fluidic, ce se preta la folosirea drept mușchi artificial, a fost inventatorul rus S. Garasiev în 1930. Ca urmare a cercetărilor efectuate, au fost puse în evidență câteva aspecte distincte ale acestor actuatori fluidici:

- pot fi acționați hidraulic sau pneumatic;
- pot să funcționeze pe bază de suprapresiune sau depresiune;
- pot avea membrana netedă sau gofrată;
- membrana poate fi elastică (tubulară) sau inelastică (pliată).

Valorile maxime ale presiunilor, potrivite pentru a fi utilizate în mușchii fluidici, au fost apreciate între 5 și 8 bar. La aceste valori folosirea hidraulicii nu este, deocamdată, atractivă datorită raportului mic putere/masă. De aceea în continuare se va acorda atenție doar *actuatorilor pneumatici*.

A. Mușchii cu manșon împletit (McKibben)

Cei mai cunoscuți mușchi de acest fel sunt așa numiții mușchi J. L. McKibben - fig.3.6, după numele celui care i-a inventat în anii '50 și care i-a folosit pentru prima dată ca actuatori în ortotică, la acționarea unei orteze de braț, în sprijinul bolnavilor de poliomielită. Acest lucru a fost posibil datorită similitudinii între modul lor de funcționare și cel al mușchilor scheletici (naturali).

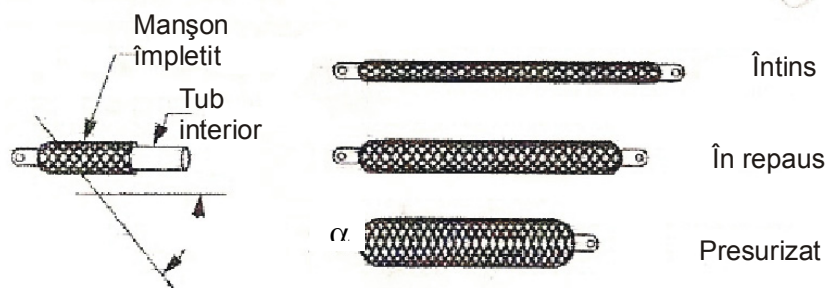


Fig. 3.6 Diferite stadii în funcționarea mușchilor McKibben

Mușchii McKibben sunt formați dintr-un tub interior de formă cilindrică, elastic și etanș, înconjurat la exterior de un manșon împletit (țesătură din poliamide aromatice sau nylon) care îmbracă dublu-elicoidal tubul, în lungul său, având un unghi al elicei α respectiv $-\alpha$ și un pas constant - fig.3.6.

Când tubul este presurizat acesta presează împotriva împletiturii, astfel încât presiunea din interior este contracarată de tensiunile care se creează în firele acesteia. Ochiurile plasei acționează ca mecanisme pantografe, care fac ca nodurile plasei de pe direcție longitudinală să se apropie, în timp ce cele de pe direcție radială se depărtează. Prin modificare unghiului α se modifică diametrul și lungimea manșonului împletit. Acesta tinde să păstreze forma cilindrică a mușchiului care se scurtează și/sau produce tensiuni dacă este cuplat la o sarcină mecanică. Presiunea de contact între tub și manșon este absolut necesară pentru transmiterea forței, acest tip de mușchi neputând opera prin depresiune.

Unele probleme practice întâmpinate la acea vreme, legate de posibilitățile limitate de acumulare a energiei pneumatice, de calitatea slabă a valvelor realizate atunci, au făcut ca treptat interesul exercitat de acești mușchi să scadă. Mult mai recent, după anii '80, au fost reintroduși și comercializați mai întâi de către Bridgestone Rubber Company din Japonia (sub denumirea de *rubbertuator*) și apoi de HITACHI Medical Co., iar în prezent (cam din 2001) de către Festo Company din Germania și Shadow Robot Co. din Anglia, și s-au adresat în special domeniului roboticii. Folosirea lor în protezare/ortezare este însă puțin exploatată în prezent și puțini cercetători (Winters, 1995) au studiat oportunitatea folosirii lor în acest domeniu.

Cercetări în domeniul mușchilor pneumatici artificiali cu manșon împletit

Cercetători din întreaga lume și-au îndreptat atenția asupra acestui tip de actuatori pneumatici: Shulte, 1961; Gavrilovic, 1969; Inoue, 1987; Grodski și Immega, 1988; Caldwell, 1993,1994,1995 și 1998; Winters, 1995; Chou și Hannaford, 1996; Van der Smagt, 1996; Cai și Yamaura, 1997; Klute și Hannaford, 1998 și 2000; Tondu și Lopez, 2000; Van der Linde, 1998; Noritsugu și Tanaka, 1999; Klute și Czernieccki, 2002 ș.a. Majoritatea dintre ei au găsit întrebuintări ale mușchilor artificiali pneumatici în realizarea de brațe antropomorfe având mâini cu degete articulate, de mare dexteritate, sau la roboți bipezi. Iată în continuare câteva din rezultatele obținute în ultimii ani.

Cercetări efectuate (1994-1997) asupra acestui tip de mușchi de către Tondu și colectivul său [T1] au evidențiat câteva caracteristici funcționale ale acestor mușchi și anume: valori ale forțelor maxime dezvoltate de 650 N pentru lungimea de repaus de 150 mm, 300 N la o contracție de 15% a mușchiului și 0 N la contracții de 30% - toate aceste valori corespund la o presiune de 3 bar, lungime de 150 mm, diametru 14 mm și masă de 50g.

Alți cercetători ca Inoue (1997) citează [D5] forțe de 220 N la repaus, 100 N la contracție 10% și 0 N la contracție 20% - toate la presiune de 3 bar, lungime de 150 mm și masă de 32g.

În ce privește raportul putere/masă, Caldwell [1995] susține [D8] valori de 1,5 kW/kg la $p=2$ bar și 3 kW/kg la $p=4$ bar în timp ce Hannaford și Winters [1995] afirmă rapoarte de 5 kW/kg și chiar 10 kW/kg, obținute însă în lipsa oricărei rezistențe (valve) interpușe în circuitul pneumatic de alimentare.

Comparativ cu cilindrii pneumatici, s-a constatat că forța de tracțiune este de circa zece ori mai mare la mușchii pneumatici, la același diametru, iar consumul de aer este mult mai mic (aceasta deoarece aceeași forță poate fi dezvoltată de un mușchi cu diametrul de până la zece ori mai mic decât al cilindrului, dar cu lungimea de două ori mai mare ca a acestuia).

Se pot trage unele concluzii: lipsa etanșărilor mobile, raportul mare forță/greutate, elasticitatea intrinsecă, construcția simplă și asamblarea ușoară, în condițiile unui preț acceptabil, par să-i facă ideali pentru o serie de aplicații de automatizări, în special din robotică, dar și în alte domenii cum ar fi: industria de automobile, cea constructoare de mașini și aparate, a mijloacelor de consum, precum și industria de reabilitare medicală.

Din păcate, acești mușchi ridică și unele probleme legate de controlul și stabilizarea lor, care sunt complicate. Aceasta se datorează: neliniarității puternice a principiului de funcționare, neliniarității caracteristicii debitului la trecerea prin orificii de secțiune variabilă, caracteristicilor dinamice ale servovalvelor pneumatice și compresibilității puternice a aerului. De asemenea, s-a evidențiat un histerezis pronunțat în relația presiune-deplasare pe durata unui ciclu de expansiune/compresie. Acesta este în legătură cu frecările uscate dintre manșon-tub dar și frecarea fibrelor între ele, precum și cu deformațiile neelastice suferite de tubul interior. Asta face ca problema acestor actuatori să fie transferată în domeniul controlului pozițional. Pe de altă parte, se apreciază că fiabilitatea lor este scăzută, s-au semnalat fisuri timpurii, în special în zona de racordare a fibrelor la fittingurile terminale.

Materialele folosite pentru confecționarea membranelor din mușchii McKibben trebuie să prezinte proprietăți de rezistență la uzură, rezistență la abraziune și rezistență la întindere. Astfel, s-au folosit latex-ul natural, cauciucul siliconic, cauciucul cloroprenic (Festo) în timp ce pentru rețeaua de fibre, fibrele de nylon (Chou și Hannaford), din Kevlar (Festo) sau fibrele de sticlă.

B. Mușchi pneumatici plisați

Mușchii pneumatici „plisați” (**P**leated **P**neumatic **A**rtificial **M**uscles - PPAM), introduși relativ recent (1999) de Lefebvre O. și Daerden F. de la Universitatea Vrije din Bruxelles [D5], au la bază o membrană gofrată, cu pliuri radiale, dispuse în lungul axei de simetrie longitudinale, care atunci când este activată se umflă asemenea unui balon, căpătând forma unui dovleac- fig.3.7.

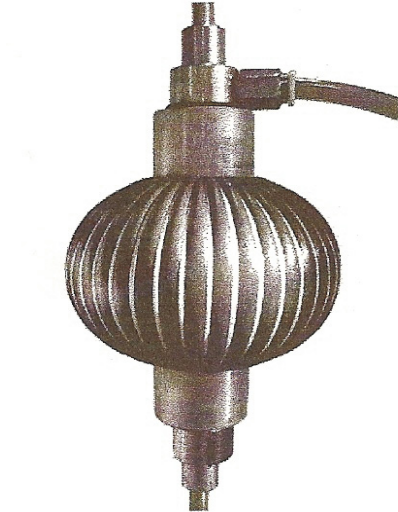


Fig. 3.7 PPAM în stare expandată[D5]

PPAM sunt „motoare” pneumatice liniare, unidirecționale, acționate cu aer comprimat. Caracteristic pentru acești mușchi artificiali pneumatici este aspectul lor „plisat”, ce are influență asupra mărimii forțelor de contracție și a gradului de scurtare, care aici au valori mult mai ridicate ca la alte tipuri de MAP. Multe din proprietățile lor sunt similare cu ale mușchilor scheletici ce activează articulațiile corpului uman, motiv pentru care se pretează ca actuatori pneumatici, sub formă de perechi antagoniste.

Caracteristicile mușchilor artificiali pneumatici plisați, puse în evidență de cercetătorii belgieni [D3] și privite comparativ cu alte elemente de execuție cu aceeași destinație, sunt:

- puteri (forțe) mari pe unitatea de masă, ce depășesc 1000W/kg (în comparație de exemplu cu un actuator electric, unde acest raport este în jur de 100W/kg) și în condițiile unor presiuni de activare de 1...5 bar;
- variația forței cu deplasarea, la presiune constantă a gazului (spre deosebire de cazul cilindrilor pneumatici, unde forța depinde numai de presiunea de alimentare și de geometria pistonului);
- o elasticitate intrinsecă și ajustabilă (avantaj) datorată atât acestei variații forță - deplasare cât și compresibilității gazului folosit;
- deplasări (contractii) ce pot depăși 50% din lungimea inițială, spre deosebire de mușchii McKibben unde nu se depășesc 20%...30% ;
- lipsa frecărilor uscate (care la mușchii McKibben se produc între tub și împletitură) în procesul de expandare/pliere a pliurilor membranei și deci a histerezisului în relația forță-lungime;

- posibilitatea de a opera cu diferite nivele de presiune și deci de a dezvolta forțe de la cele mai scăzute la cele mai ridicate;
- lipsa energiei pierdute la expandarea liberă a membranei, care își schimbă volumul (prin desfășurarea faldurilor) dar care nu se întinde (deformează), practic neexistând tensiuni pe direcție perpendiculară pe axa de simetrie; aceasta presupune că membrana are proprietatea de ortotropie: rezistență ridicată la tracțiune pe direcție longitudinală (*meridională*) și modulul de elasticitate (Young) $E=0$ pe direcție perpendiculară (*paralelă*); spre deosebire de PPAM, în cazul mușchilor McKibben, energia pierdută cu deformarea tubului poate depăși chiar 60% lucru care duce la scăderea forței generate;
- posibilitatea de a fi conectați direct, fără alte elemente intermediare (ca în cazul actuatorilor electrici) la elementele acționate;
- nu prezintă pericol de explozie, foc sau poluare.

Mecanismul de expandare al membranei se bazează pe tensiunile ce iau naștere în aceasta, ca urmare a alimentării mușchiului cu aer comprimat și anume: *tensiuni meridiane* (asemenea meridianelor terestre) care se manifestă în lungul liniei faldurilor, fără însă a apare *tensiuni paralele* (ca și paralele terestre) care să se manifeste în orice secțiune perpendiculară pe axa de simetrie, aceasta deoarece pe această direcție membrana se desfășoară liber fără a întâmpina rezistență. Marea rigiditate la tracțiune a materialului membranei o face pe aceasta aproape inextensibilă.

Acest tip de mușchi vine să înlăture o serie de dezavantaje prezente la mușchii McKibben. Neexistând material străin în contact cu membrana nu există nici frecări. Fără frecare, aici nu se semnaleză fenomenul de histerezis. În plus, întinderea (deformarea) membranei pe direcție perpendiculară pe axa de simetrie este neglijabilă (practic tensiunea pe această direcție este nulă) și este cu atât mai mică cu cât numărul de pliuri este mai mare. În concluzie, nu se consumă energie pentru deformarea membranei. Mușchii sunt extrem de ușori dar în același timp foarte rezistenți.

Forța de contracție (de tracțiune) F exercitată de acești mușchi depinde în principal de presiunea de activare p și de lungimea mușchiului l dar și de: raportul *lungimea de repaus* l_0 /*diametrul minim* d_0 ; de rata contracției $\varepsilon=(l-l_0)/l_0$; de caracteristicile de material ale membranei printr-un factor adimensional a - fig.3.8.

$$F=p l^2 f(l_0/d_0, \varepsilon, a) \quad (3.5)$$

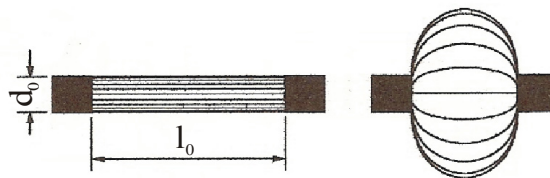


Fig. 3.8 Caracteristicile geometrice ale PPAM în stare de repaus și modificarea lor la expandare

Este evident faptul că mușchii mai groși se vor contracta mai puțin ca cei subțiri. La limită, un mușchi infinit subțire ($d_0/l_0=0$) conduce la o contracție maximă de 54%. În practică însă, nu s-au putut înregistra contracții peste 45%.

Rezultatele au evidențiat [D5] că forțele obținute în cazul acestor mușchi sunt mari: $F=3300$ N (max. 3500 N) la contracții de 5%; 1300 N la contracții de 20% și 0 N la 43% la presiune de 3 bar și pentru $l_0=10$ cm, $d_0=2,5$ cm și $m=100$ g. La aceasta contribuie și materialul special folosit pentru confecționarea membranei și anume, fibre de Kevlar căptușite cu film de polypropylen.

C. Mușchii ROMAC (RObotic Muscle ACtuator)

Acești mușchi au fost descriși (pentru prima dată în 1986) și patentati (1990) în USA, de G. Immega și M. Kukulj. Sunt de forma unor baloane articulate care au mai mulți lobi, îmbrăcați într-o plasă fină și închiși la capete cu fittinguri - fig.3.9.

Balonul este confecționat dintr-o membrană cu mare rigiditate la tracțiune, flexibilă și etanșă. Rețeaua, pe care se găsește membrana, este alcătuită din elemente de legătură flexibile și inextensibile, care sunt unite în noduri astfel încât formează o structură romboidală (asemenea fațetelor unui diamant șlefuit). Structura expandează radial și se contractă axial cu până la 50% din lungimea inițială, schimbându-se prin aceasta baza fiecărui lob protuberant.

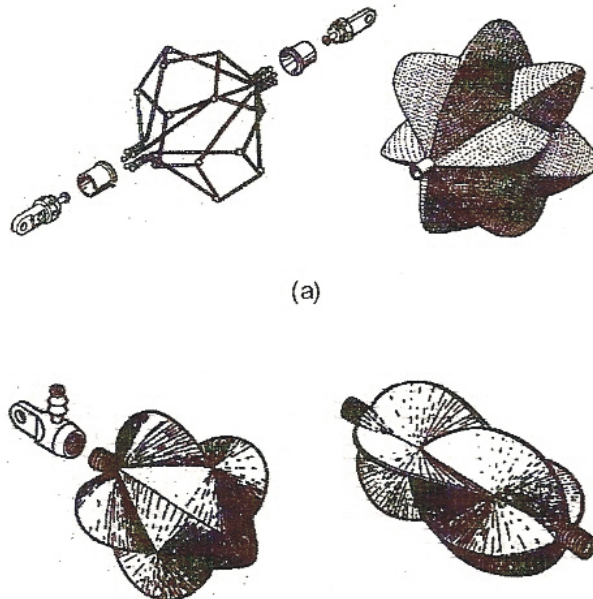


Fig. 3.9 Rețeaua articulată și învelișul lobat în diferite variante de mușchi ROMAC [D5]

Suprafața actuatorului este constantă în timp ce volumul interior se modifică (ca și la mușchii plisați nu există deformații/întinderi ale membranei). Lobii adiacenți sunt conectați între ei prin îndoituri flexibile sau falduri continue, care se întind

dedesubtul elementelor rețelei. Forțele generate sunt mari, frecările sunt neglijabile, dar principalul dezavantaj rezultă din forma complicată a structurii greu de realizat practic.

Varianta standard a) are lungimi cuprinse între 6 și 30 cm, în timp ce varianta miniaturizată b), între 1 și 6 cm. Pentru varianta standard forțele dezvoltate variază între 4500 N și 13600 N la o presiune de 7 bar [D5].

D. Mușchii Kukolj

Acești mușchi artificiali, purtând numele inventatorului lor, sunt derivați din mușchii McKibben cu deosebirea că aici plasa exterioră nu mai este strânsă pe tub, ci este formată din meșe care-l înconjoară lejer și care au spații libere între ele (când mușchiul nu este presurizat) - fig.3.10. Rațiunea acestor spații libere, explicată de inventator, rezidă în tendința plasei de a se contracta mai repede decât membrana tubulară rezultând astfel buclarea acesteia din urmă în zona capetelor.

Când este încărcat dar nepresurizat, mușchiul are întinderea maximă iar când este pus sub presiune, membrana se umflă, plasa așezându-se pe ea.

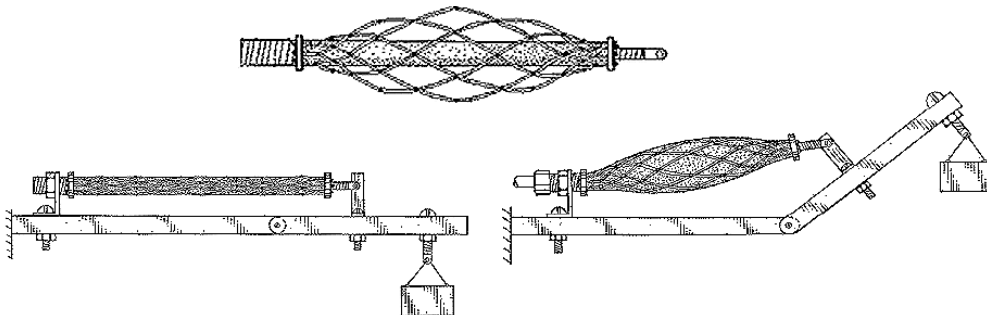


Fig. 3.10 Mușchi Kukolj utilizați la mobilizarea unei articulații, pentru ridicarea unei mase [D4]

E. Mușchii Morin

Cunoscuți încă din 1953, mușchii Morin fac parte din categoria mușchilor încastrați deși sunt impropriu numiți „mușchi”, dar au același principiu de funcționare și au fost la originea mușchilor McKibben. Sunt reprezentați de un tub elastic supus la presiune interioară sau exterioară și încastrat într-un dispozitiv capabil să transmită deplasarea (în principal spre instrumente de măsurare sau un aparat similar).

În fig.3.11 sunt prezentate trei variante de astfel de mușchi:

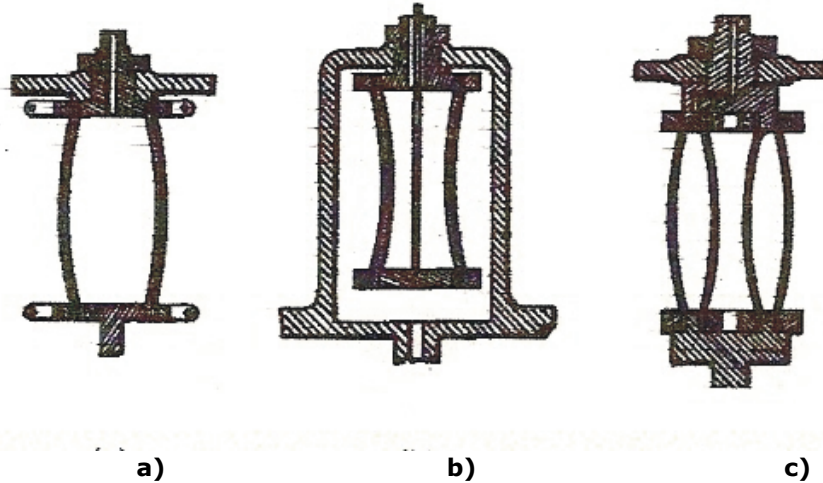


Fig. 3.11 Mușchi Morin cu variante:

- a) suprapresiune aplicată la interior;
 b) presurizarea din exterior a membranei, plasată în interiorul unui clopot; forța este transmisă prin intermediul unei tije glisante fixată în suportul inferior al membranei; c) presurizarea spațiului dintre două membrane concentrice.

F. Mușchii hiperboloidali

Se disting prin aceea că, în starea de maximă întindere, au forma unui hiperboloid de revoluție. Membrana elastomerică este încastrată într-o plasă din fire flexibile și inextensibile, ancorată la capete cu fittinguri. Când actuatorul este la lungimea sa maximă, o parte din fire se întind rectiliniu de la un capăt la altul, cu un pas egal și într-un sens de rotație în jurul axei, în timp ce o altă parte, sunt orientate în sens invers. Când membrana este presurizată, actuatorul ia o formă sferică, situație în care contracția este maximă - fig.3.12.

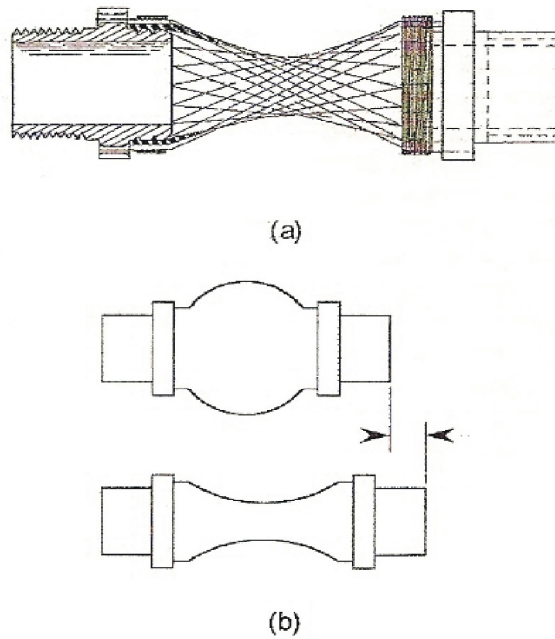


Fig. 3.12 Mușchi hiperboloidal [D3]:
a) rețeaua de fibre
b) cele două stări extreme ale mușchiului

Pentru membrană au fost folosite cauciucul neoprenic sau poliuretanic, iar pentru fibre poliesterul sau firele de oțel. Actuatorul poate fi acționat fie pneumatic, fie hidraulic. Diametrul maxim de expansiune este aproximativ egal cu de două ori diametrul fittingurilor terminale, în timp ce tensiunea creată este proporțională cu pătratul acestei valori. Contractiile maxime ating 25% iar forța 500 N, în condițiile unei presiuni de 2 bar și pentru un mușchi de 25 mm lungime, cu fittinguri de diametru 12,5 mm.

G. Mușchiul de torsiune Kleinwachter

Purtând numele inventatorului său, acest tip de mușchi - fig.3.13 este de fapt, un dispozitiv de torsiune prevăzut cu o membrană gonflabilă de formă toroidală, atașată la exterior într-un ghidaj inelar, iar la interior la un arbore. Membrana este încastrată între fire așezate oblic față de direcția radială, de la exterior spre interior. Când membrana se umflă, firele rotesc arborele central cu o valoare unghiulară φ dezvoltând un moment M .

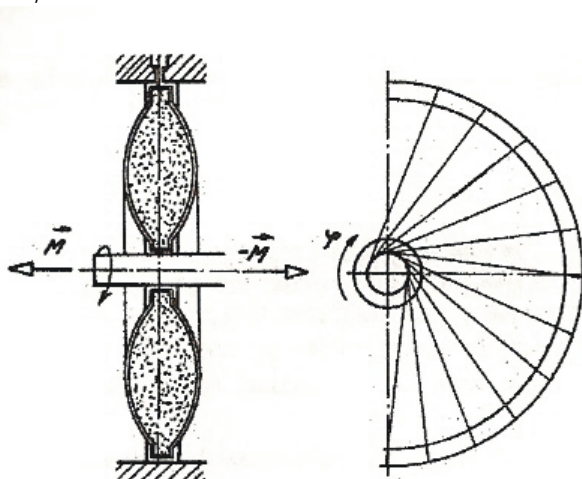


Fig. 3.13 Mușchiul de torsiune pneumatic și fibrele radiale ce-l înconjoară

Cu toate avantajele de care se bucură, folosirea actuatorilor prezentați anterior este încă limitată. Posibile cauze pentru aceasta ar fi faptul că n-au fost solicitări, pe scară largă, a acestor dispozitive speciale și lipsa unei tehnologii adecvate, care să permită îmbunătățirea continuă a soluțiilor existente. Chiar și mușchii McKibben, care sunt cei mai cunoscuți, prezintă unele probleme legate de controlul lor și de durata de viață: membrana elastică este conectată la fittingurile terminale rigide, ceea ce introduce concentratori de tensiune și de aici, posibile rupturi ale membranei. În contrast, cilindrii pneumatici nu suferă de astfel de probleme. Totuși, folosindu-se materiale și un design adecvat pentru mușchii pneumatici, aceste probleme pot fi rezolvate. Spre exemplu, inginerii de la firma Festo, au reușit să prelungească durata de viață a mușchilor pneumatici fabricați de ei, până la ordinul zecilor de milioane de cicluri reversibile. Sunt importante însă și condițiile în care funcționează aceștia: temperaturi, medii poluante, frecvențe de lucru, sarcini aplicate ș.a.

În special pentru roboții mobili, care solicită actuatori ușori dar capabili să genereze forțe mari la viteze mici și medii și care să se conecteze direct la structura acționată (fără motoare intermediare), mușchii artificiali pneumatici sunt o alegere mai potrivită decât acționarea electrică sau de altă natură.

3.4 Regimuri de funcționare al mușchilor pneumatici artificiali

Așa cum am mai spus, mușchii artificiali pneumatici sunt dispozitive contractile care funcționează pe bază de aer comprimat, la presiuni cuprinse între 1 și 10 bar. Ei sunt adevărate motoare pneumatice liniare cu acțiune simplă, în esență niște burdufuri (membrane flexibile închise) care, atunci când sunt alimentate cu aer sub presiune, expandează radial simultan cu contractarea pe direcție axială. Forța de contracție produce deplasarea relativă a fittingurilor aflate la capete, producându-se energie mecanică de tracțiune.

Forța și deplasarea generate de acest tip de actuator sunt deci liniare și unidirecționale (mușchii doar *trag* nu și *împing*). Forțele dezvoltate nu sunt dependente doar de nivelul presiunilor de alimentare dar și de stadiul de „umflare” al membranei, mușchii comportându-se, din acest punct de vedere, asemenea arcurilor de compresiune.

Fiind reprezentați în esență de o simplă membrană, mușchii artificiali sunt foarte ușori, ei putând însă să transfere energii comparabile cu ale cilindrilor, în condițiile unor volume și presiuni egale. Acesta este principalul motiv pentru care MAP sunt folosiți la acționarea articulațiilor mobile. În plus, au și alte calități: posibilitatea de conectare directă (fără alte elemente intermediare), montare/demontare ușoară și siguranță în funcționare.

Sursa de energie este aerul comprimat introdus în, sau extras din, MAP. Funcționarea lor se bazează pe diferența de presiune între interior și mediul înconjurător (unde $p_{atm} \approx 1$ bar) deci pe suprapresiune, uneori fiind posibilă și acționarea mușchilor prin crearea unei depresiuni (lucru mai dificil de realizat practic).

Pentru a descrie funcționarea unui mușchi pneumatic cu împletitură, sunt prezentate trei situații:

1) Mușchiul are unul din capete fixat într-un plafon, în timp ce la celălalt capăt este atașată o *sarcină constantă* (**încărcare izotonă**) de masă M - fig.3.14.

Se observă că pornind de la o presiune $p_0=0$ când volumul este minim V_{min} și lungimea mușchiului este maximă l_{max} (a), pentru a ridica greutatea este nevoie ca presiunea să crească .

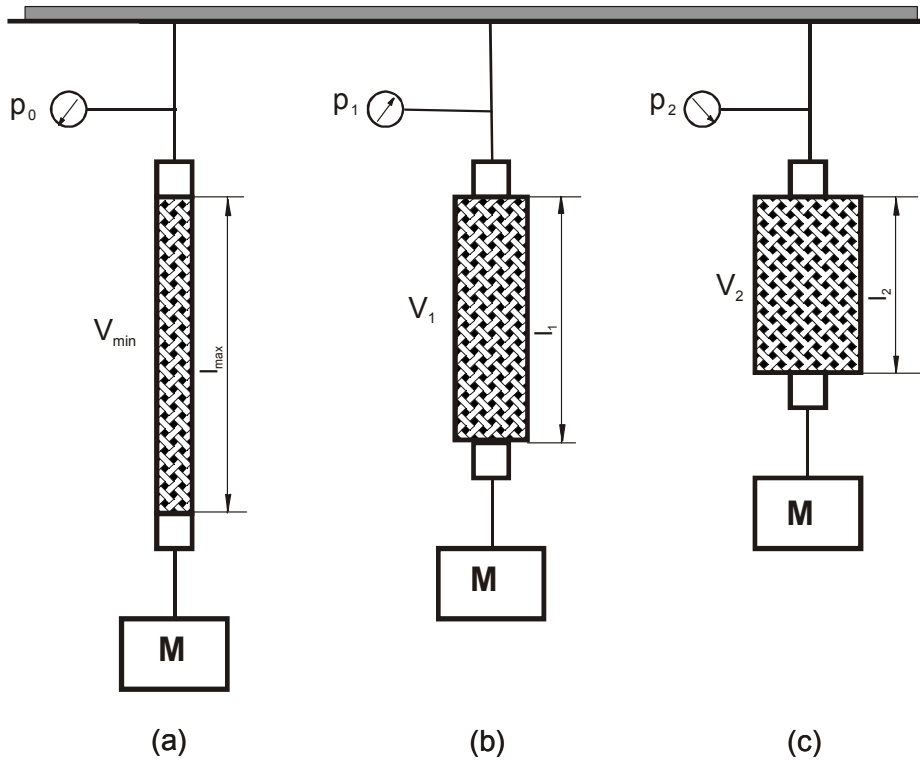


Fig. 3.14 Funcționarea la sarcină constantă (izotonic)

La presiunea p_1 mușchiul expandează, volumul lui crește la valoarea V_1 în timp ce lungimea scade la l_1 , generându-se în același timp forță de tragere (b). Crescând în continuare presiunea, la valoarea p_2 procesul continuă și se vor modifica V_2 și l_2 (c). Forța de tragere produsă de MAP este $F = M g = ct.$

Legat de acest experiment se trag două concluzii:

- scurtarea MAP se produce prin creșterea volumului interior ocupat de aer;
- pentru tragerea unei sarcini constante este necesară creșterea presiunii.

2) Același mușchi este alimentat cu aer la *presiune constantă* p (**încărcare izobară**) în timp ce sarcina scade treptat - fig.3.15. Când sarcina este îndepărtată (c), volumul MAP este maxim expandat V_{max} , în timp ce lungimea sa este minimă l_{min} , iar forța de tragere este nulă. Dincolo de acest punct, mușchiul nu se mai poate contracta, pentru că forța dezvoltată n-ar mai fi una de tragere ci de împingere.

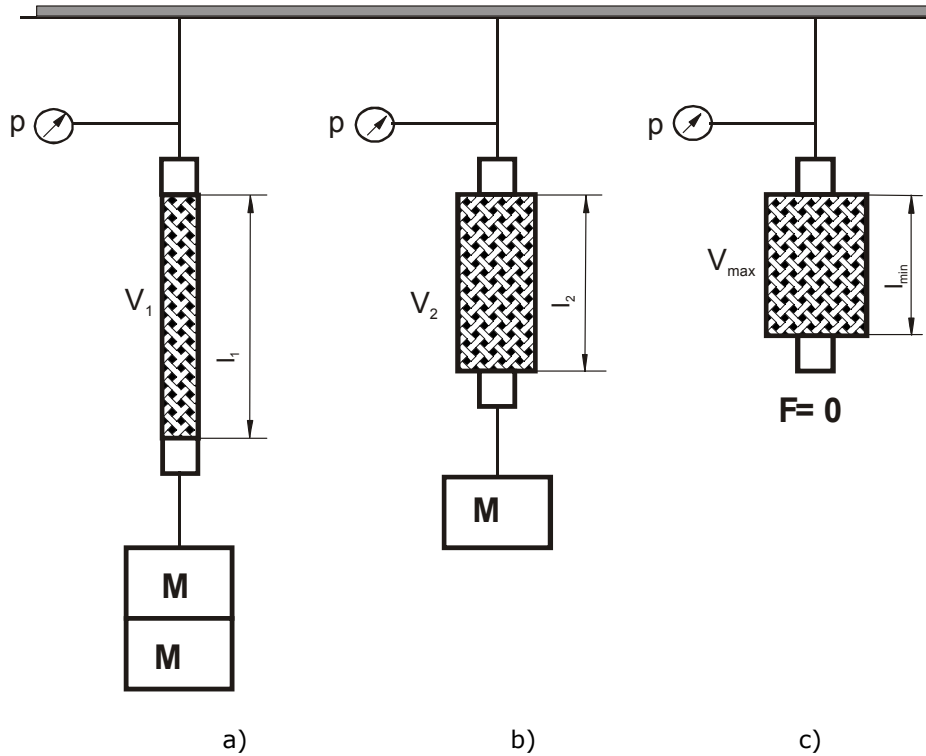


Fig. 3.15 Funcționarea la presiune constantă (izobaric)

Și aici se rețin câteva concluzii:

- MAP se scurtează la presiune constantă, dacă sarcina scade;
- contracțiile au o limită maximă, când nu mai dezvoltă forță de tragere și când volumul este maxim;

și ca și *concluzie generală*:

- pentru fiecare pereche **presiune-sarcină**, MAP are o lungime de echilibru.

Această trăsătură este în contrast absolut cu cilindrii pneumatici, la care forța dezvoltată depinde numai de presiune și de suprafața pistonului, ceea ce înseamnă că la presiune constantă și forța dezvoltată este constantă.

3) Mușchiul își păstrează lungimea l și deci volumul V , constante (încărcare izometrică), în timp ce sarcinile diferite sunt susținute cu ajutorul unor presiuni diferite - fig.3.16. Astfel, cu cât presiunea de alimentare crește, sarcina pe care o poate suporta mușchiul fără să-și modifice lungimea, crește.

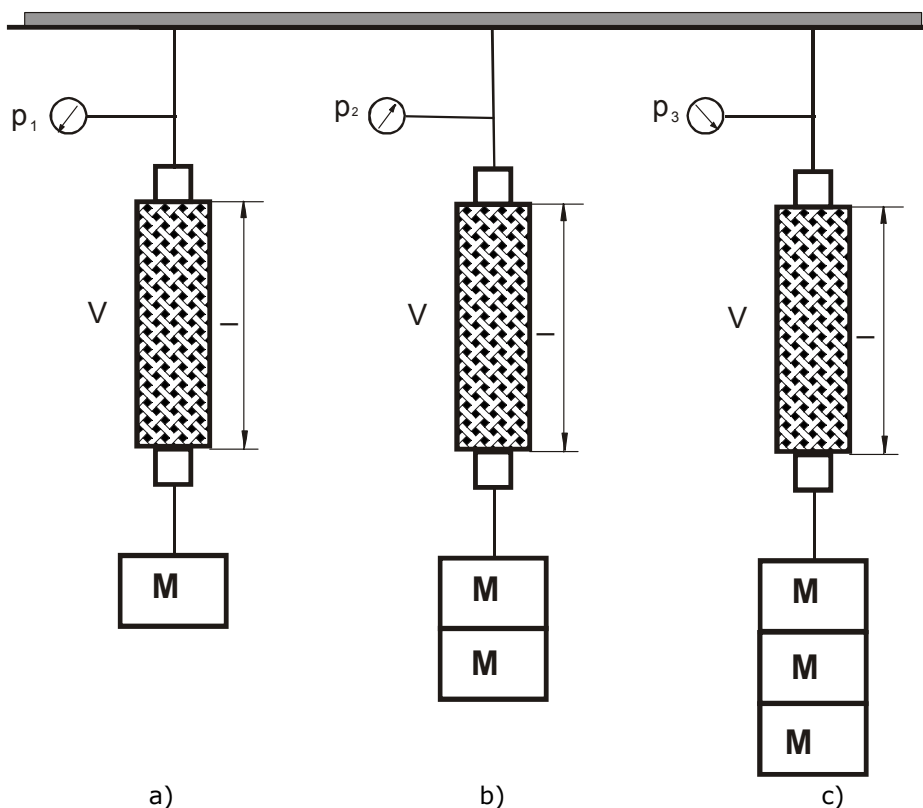


Fig. 3.16 Funcționare cu lungime constantă (izometric).

3.5 Diverse aplicații ale mușchilor artificiali pneumatici

În construcția protezelor dar mai ales a ortezelor active (acționate) s-au diversificat căutările pentru găsirea unor noi actuatori pneumatici. Astfel, Yamamoto a folosit - fig.3.17 pentru acționarea în mișcarea de extensie a genunchiului, o soluție banală cum ar fi burdufuri pneumatice, capabile să genereze moment de rotație atunci când sunt alimentate cu aer sub presiune. Avantajul soluției este că histerezisul este redus, dar prezintă inconveniente clare în realizarea funcției de ședere

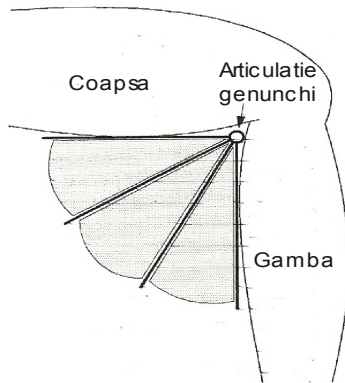


Fig. 3.17 Mobilizarea articulației genunchiului cu ajutorul unui burduf pneumatic



Fig. 3.18 Acționarea unei orteze de gleznă, cu ajutorul unui mușchi pneumatic [G6]

În urmă cu aproape douăzeci de ani, Schulte echipa cu MAP un braț manipulator.

Caldwell și colaboratorii săi au folosit, câțiva ani mai târziu, mușchii McKibben pentru acționarea unei mâini mecanice [D8], folosind câte patru mușchi pentru fiecare deget și șase pentru police precum și pentru antrenarea în flexie/extensie a cotului și a încheieturii unui braț antropomorfic.

Hannaford a construit, de asemenea, un braț antropomorfic având cincisprezece mușchi McKibben și controlat prin canale neuronale spinale [H2]. Principalul său scop a fost să contribuie la îmbunătățirea mișcării și asigurării posturale a oamenilor cu dizabilități.

Grodski și Immega au folosit mușchi ROMAC pentru a controla un grad de libertate al unei orteze de braț, prin stimulare mioelectrică de la nivelul bicepsului și tricepsului operatorului uman.

Bridgestone Co. a realizat un braț de vopsire folosind pentru umăr, braț, cot, antebraț și încheietură actuatori pe bază de mușchi artificiali pneumatici.

Yoshinada și colaboratorii săi au folosit un mușchi McKibben acționat hidraulic pentru un manipulator subacvatic. Este una din rarele situații când acționarea hidraulică are sens (fluidul din exterior fiind același cu cel de acționare, se elimină problema greutateii).

Frank Daerden și colectivul său de la Universitatea din Bruxelles, au introdus cu succes mușchii „plisați” pentru acționarea unui robot săritor, aplicație la care s-a făcut uz de proprietățile de înmagazinare a energiei de către mușchi asemenea arcurilor [D4].

Recent, un colectiv de cercetători de la Universitatea din Michigan, au echipat o orteză de gleznă cu mușchi pneumatici, pentru asigurarea mișcării de flexie-extensie a plantei - fig.3.18.

3.6 Concluzii și contribuții

- Studierea mecanismului de contracție musculară a mușchilor biologici și analiza comparativă cu mușchii pneumatici, pe baza unui model simplificat.
- Analizarea performanțelor mușchilor pneumatici pe diverse tipuri constructive.
- Studierea acționărilor cu mușchi pneumatici comparativ cu alte variante de acționare (cu motoare electrice, cu cilindri pneumatici).
- Stabilirea a trei modele de funcționare a mușchilor pneumatici artificiali, în condiții de încărcare: izotonă, izobară și izometrică.
- Identificarea avantajelor și dezavantajelor pe care le implică acționarea cu mușchi pneumatici precum și a posibilelor destinații ale acestora.

Bibliografie

[B11], [C2], [D1], [D2], [D3], [D4], [D5], [H2], [H6], [K1], [K4], [L1], [T2], [V2], [V5]

4. MUȘCHIUL PNEUMATIC PRIVIT CA UN CORP DE REVOLUȚIE CU PEREȚI SUBȚIRI, SUPUS LA PRESIUNI INTERIOARE

Forma diferitelor corpuri de revoluție este determinată de forma suprafeței lor mediane, care este o suprafață de rotație. Aceasta este generată de drepte sau curbe plane care se rotesc în jurul unei axe. Astfel, suprafețele de revoluție pot fi generate de:

- o dreaptă paralelă cu axa, la corpurile cilindrice;
- o dreaptă care intersectează axa, la corpurile conice;
- un arc de cerc, de elipsă sau de parabolă, la corpurile sferice, eliptice sau parabolice.

Dacă corpurile de revoluție sunt goale la interior și au una din dimensiuni (de ex. grosimea peretelui) mult mai mică decât celelalte, se vorbește despre învelișuri de rotație sau învelișuri simetrice. Solicitățile la care pot fi supuse învelișurile simetrice sunt variate: sarcini concentrate sau distribuite, încărcări simetrice sau asimetrice, presiuni interioare sau exterioare ș.a.

Având în vedere geometria care-l caracterizează și comportarea lui la solicitarea cu presiune interioară distribuită simetric față de axa de rotație, mușchiul artificial pneumatic cu manșon împletit poate fi tratat analog unui corp de revoluție cu pereți subțiri solicitat din interior.

4.1 Eforturi și tensiuni în învelișurile simetrice supuse la presiune interioară

4.1.1 Ecuațiile de echilibru ale unui înveliș simetric, supus la presiune interioară constantă

În vederea simplificării studiului, se admite, pentru început, ipoteza că eforturile unitare care apar în învelișul simetric sunt repartizate uniform pe grosimea lui și deci momentele încovoietoare sunt nule [P7].

Din peretele de grosime g al unui înveliș simetric (fig.4.1) se separă un element infinit mic $abcd$ de dimensiuni ds_1 și ds_2 , cuprins între curbele meridiene M_1 și M_2 și cercurile paralele P_1 și P_2 și asupra căruia acționează, din interior, presiunea normală $p=ct$. Pe fețele elementului acționează două tensiuni normale principale (deoarece suprafețele care s-au intersectat pentru obținerea elementului $abcd$ sunt principale) una pe direcția meridianei : σ_1 și una pe direcția paralelei : σ_2 . Tensiunile pe direcția razei, în cazul corpurilor cu pereți subțiri, sunt mult mai mici decât acestea două și se neglijează. Starea de tensiune este una omogenă biaxială (pe fețele elementului nu acționează nici tensiuni tangențiale). Grosimea peretelui g este mult mai mică în comparație cu razele de curbură ale învelișului: ρ_1 – prima rază de curbură a suprafeței elementului, măsurată în planul determinat de meridiene și axa de simetrie (raza de curbură a meridianului) și ρ_2 – a doua rază de

curbură a suprafeței elementului, măsurată în planul determinat de două normale vecine duse la cercul paralel. Razele ρ_1 se întâlnesc într-un punct oarecare în timp ce razele ρ_2 se întâlnesc pe axa de simetrie.

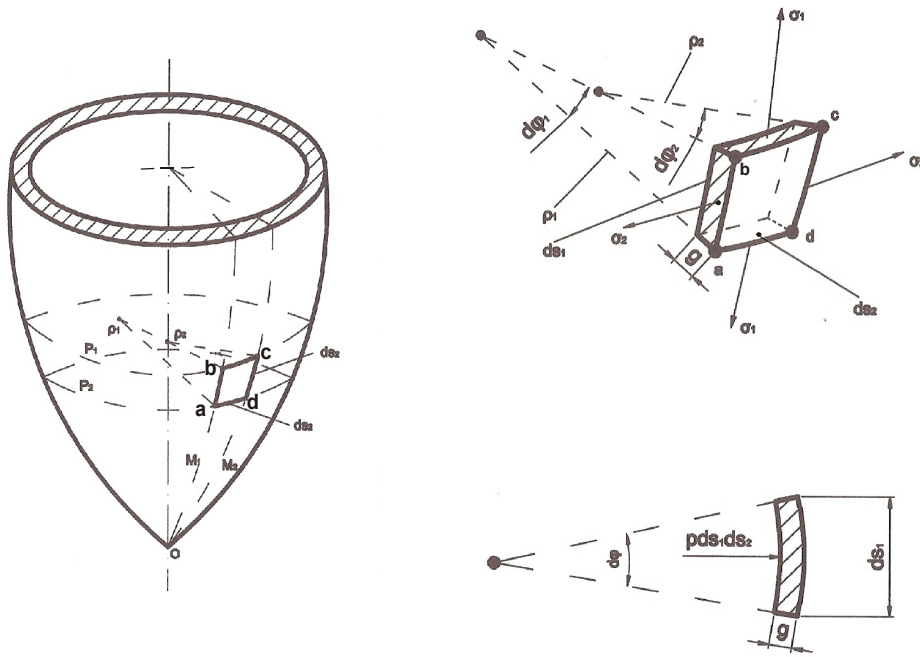


Fig. 4.1 Tensiunile ce acționează pe fețele elementului infinitezimal abcd

Rezultanta dF_1 a forțelor ce acționează pe fețele bc și ad , normală pe element, este egală cu:

$$dF_1 = 2 \cdot \underbrace{\sigma_1 g}_{T_1} ds_2 \cdot \sin \frac{d\varphi_1}{2} \approx 2 \cdot T_1 \cdot ds_2 \frac{d\varphi_1}{2} = T_1 ds_2 \cdot \frac{ds_1}{\rho_1} \quad (4.1)$$

Rezultanta dF_2 a forțelor de pe fețele ab și cd normale pe element este:

$$dF_2 = \underbrace{\sigma_2 g}_{T_2} ds_1 \cdot \frac{ds_2}{\rho_2} = T_2 ds_1 \cdot \frac{ds_2}{\rho_2} \quad (4.2)$$

T_1 și T_2 sunt eforturile secționale normale, raportate la unitatea de arc a fiecărei secțiuni.

Suma celor două forțe de întindere trebuie să echilibreze efectul presiunii interioare p ce acționează și ea normal pe element:

$$dF_1 + dF_2 = p \cdot (ds_1 ds_2) \quad (4.3)$$

din care rezultă:

$$\frac{T_1}{\rho_1} + \frac{T_2}{\rho_2} = p \quad \text{sau} \quad \frac{\sigma_1}{\rho_1} + \frac{\sigma_2}{\rho_2} = \frac{p}{g} \quad (4.4)$$

cunoscută sub numele de *ecuația lui Laplace (prima ecuație de echilibru)*.

Pentru a se determina valorile celor două tensiuni este necesară o **a doua ecuație de echilibru** care să țină seama de forma corpului cu pereți subțiri (a învelișului). Aceasta se scrie nu pentru elementul $ds_1 ds_2$ ci pentru porțiunea de înveliș de dimensiune ds_1 cuprinsă între cele două cercuri paralele P_1 și P_2 și aflată la distanța r și a cărei normală face unghiul θ cu axa de simetrie ($\theta=90^\circ-\alpha$), după cum se poate vedea în fig.4.2.

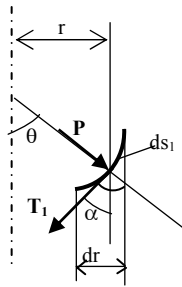


Fig. 4.2 Influența formei învelișului în stabilirea celei de-a doua ecuații de echilibru

Egalând componentele axiale ale forțelor se obține:

$$T_1 2\pi r \cdot \cos \alpha = \sigma_1 g 2\pi r \cdot \cos \alpha = \int_r p \cdot ds_1 \cdot 2\pi r \cdot \sin \alpha$$

și cum: $ds_1 \cdot \sin \alpha = dr$ se poate scrie:

$$T_1 r \cos \alpha = \int_r p \cdot r \cdot dr = \sigma_1 g r \cos \alpha$$

care, în cazul presupus inițial al unei presiuni normale $p=ct.$, conduce la:

$$\sigma_1 = \frac{p}{gr} \int \frac{r}{\cos \alpha} dr \quad (4.5)$$

Ecuațiile (4.4) și (4.5) sunt suficiente pentru a determina, în diferite cazuri particulare, eforturile unitare din învelișurile simetrice în absența momentelor încovoietoare.

În cazul **tuburilor cilindrice cu pereți subțiri, închise la capete** (fig.4.3) unde $\rho_1 = \infty$, tensiunea pe direcția paralelei (tangentei) numită și *tensiune circumferențială* (efort unitar circumferențial) se obține din relația (4.4):

$$\sigma_2 = \frac{p \cdot \rho_2}{g} = \frac{p \cdot D}{2g} \quad (4.6)$$

unde D – diametrul interior al tubului, iar tensiunea pe direcția meridianei (axială) numită și *tensiune meridiană* (efort unitar meridian) se obține din ecuația de echilibru (4.5) pe direcția axei, unde $\alpha=0$:

$$\begin{aligned} \sigma_1 \pi D g &= p \frac{\pi D^2}{4} \Rightarrow \sigma_1 = \frac{p D}{4g} \\ \xrightarrow{(4.5)} \sigma_1 &= \frac{p}{g r} \int \frac{r}{\cos 0} dr = \frac{p}{g r} \frac{r^2}{2} = \frac{p r}{2g} \end{aligned} \quad (4.7)$$

și eforturile:

$$T_1 = \sigma_1 g = \frac{p D}{4}; \quad (4.8)$$

$$T_2 = \sigma_2 g = \frac{p D}{2}$$

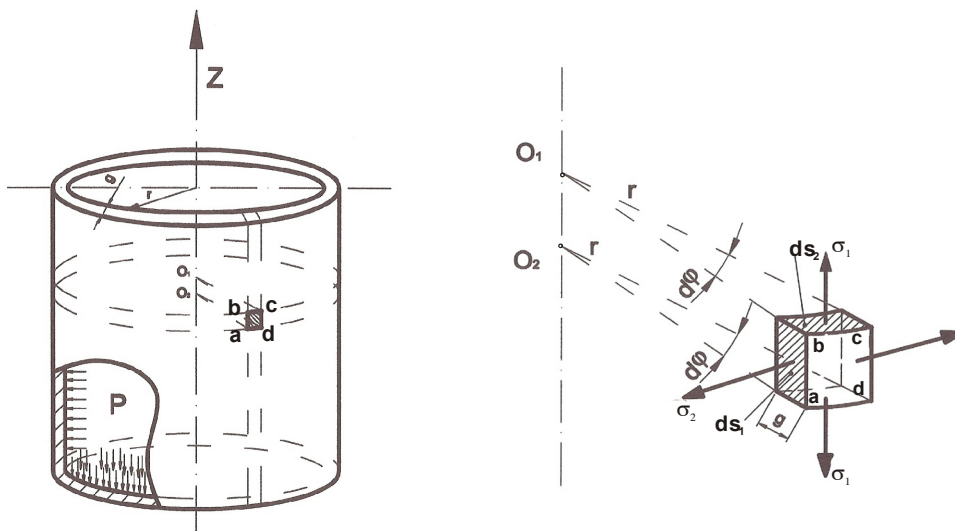


Fig. 4.3 Tensiunile circumferențiale și meridionale în cazul învelișurilor cilindrice supuse la presiune interioară constantă

4.1.2 Eforturi secționale în învelișurile cilindrice supuse la presiune interioară axial-simetrică, variabilă

În cazul unui tub cilindric cu pereți subțiri supus unei presiuni interioare axial-simetrică (fig.4.4) dar variabilă după o lege oarecare $p=f(x)$, cilindrul se va deforma luând forma unui corp oarecare de rotație. Forma acestui corp este complet determinată de forma generatoarei deformate a cilindrului.

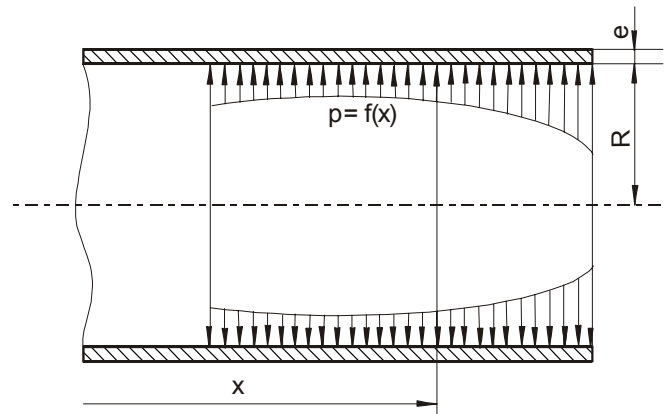


Fig. 4.4 Solicitare interioară oarecare, axial-simetrică, a învelișului cilindric

Se decupează din acest cilindru (fig.4.5a) un element având dimensiunile $Rd\varphi$ și dx cu ajutorul a două secțiuni normale pe axa x și a două secțiuni axiale (fig.4.5b). Pe fețele laterale ale acestui element se aplică forțele interioare: normale $T_1Rd\varphi$, T_2dx și, de data asta, forțele tăietoare $QRd\varphi$ și momentele încovoietoare: $M_1Rd\varphi$, M_2dx . Celelalte forțe interioare sunt nule din cauza simetriei. La trecerea de la fața cu coordonata x la fața $x+dx$ forțele din secțiunile transversale înregistrează creșteri: $(T_1+dT_1)Rd\varphi$, $(Q+dQ)Rd\varphi$ și $(M_1+dM_1)Rd\varphi$ în timp ce în secțiunile axiale rămân neschimbate: T_2dx , M_2dx datorită simetriei.

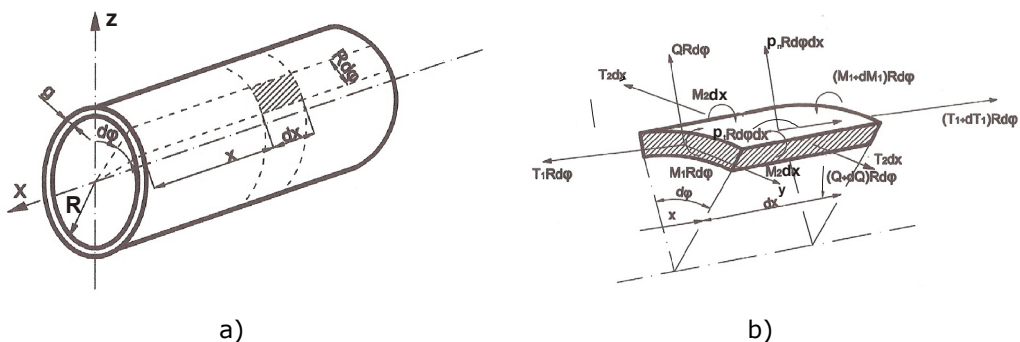


Fig. 4.5 Eforturile secționale aplicate elementului dreptunghiular de dimensiuni dx și $Rd\varphi$

Pe lângă eforturile interioare, în fig.4.5b, sunt aplicate elementului și forțele exterioare datorate presiunii interioare: $p_n(Rd\varphi dx)$, $p_t(Rd\varphi dx)$.

Se scriu *ecuațiile de echilibru* ale elementului decupat:

1) Se proiectează toate forțele pe axa x a cilindrului și se obține:

$$-T_1 R d\varphi + (T_1 + dT_1) R d\varphi + p_t R d\varphi dx = 0 \Rightarrow T_1 = C - \int p_t dx \quad (4.9)$$

ceea ce înseamnă că forța axială T_1 rezultă ca o consecință a forțelor tangente exterioare distribuite p_t , dacă asemenea forțe apar în urma forțelor axiale de pe contur, fapt de care ține seama constanta C .

2) Proiectând toate forțele pe direcția razei, se obține a doua ecuație de echilibru :

$$Q R d\varphi + p_n R d\varphi dx - (Q + dQ) R d\varphi - T_2 dx d\varphi = 0 \quad (4.10)$$

de unde:

$$\frac{dQ}{dx} = p_n - \frac{T_2}{R} \Rightarrow T_2 = R \left(p_n - \frac{dQ}{dx} \right) \quad (4.11)$$

3) A treia ecuație de echilibru se obține egalând cu zero suma momentelor tuturor forțelor în raport cu axa tangentă la cilindru, y :

$$M_1 R d\varphi - (M_1 + dM_1) R d\varphi + Q R d\varphi dx = 0 \quad (4.12)$$

de unde se obține:

$$Q = \frac{dM_1}{dx} \quad (4.13)$$

Celelalte condiții de echilibru sunt satisfăcute identic pentru orice valori ale eforturilor care acționează, datorită simetriei.

4.2 Deplasări și deformații ale tuburilor cilindrice din cauciuc

Se notează în continuare cu w deplasarea liniară radială și cu v unghiul de rotire al elementului de generatoare al suprafeței mediane a cilindrului deformat (fig.4.6).

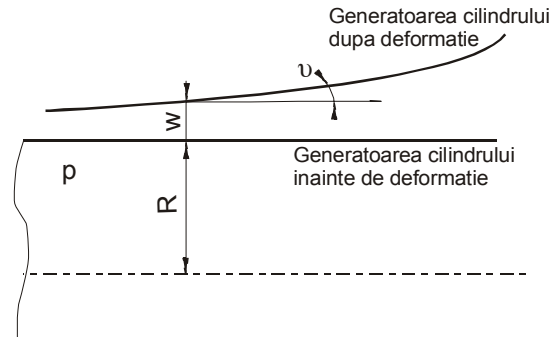


Fig. 4.6 Deformarea elementului de generatoare al suprafeței mediane a cilindului

$$\operatorname{tg} v = \frac{dw}{dx} \cong v \quad (4.14)$$

Lungirea specifică ε_1 a fibrei AB situată la distanța z față de suprafața mediană se compune din doi termeni: din lungirea specifică ε_0 a suprafeței mediane și din lungirea datorată strâmbării generatoarei cilindului.

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_0 + z \frac{dv}{dx} \quad (4.15)$$

Lungirea specifică (alungirea) ε_2 în direcție circumferențială:

$$\varepsilon_2 = \frac{w}{R} \quad (4.16)$$

Cu ajutorul legii lui Hooke se determină legătura între eforturile unitare, deformații și deplasări:

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{E}{1-\mu^2} (\varepsilon_1 + \mu\varepsilon_2) = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\varepsilon_0 + \mu \frac{w}{R} + z \frac{dv}{dx} \right) \\ \sigma_2 &= \frac{E}{1-\mu^2} (\varepsilon_2 + \mu\varepsilon_1) = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\mu\varepsilon_0 + \frac{w}{R} + \mu z \frac{dv}{dx} \right) \end{aligned} \quad (4.17)$$

E - modulul de elasticitate longitudinal; μ - coeficientul de contracție transversală a materialului învelișului.

Cunoscând eforturile unitare se pot calcula momentele încovoietoare M_1 și M_2 și eforturile de întindere T_1 și T_2 :

$$M_1 = \int_{-\frac{e}{2}}^{+\frac{e}{2}} \sigma_1 z dz; \quad M_2 = \int_{-\frac{e}{2}}^{+\frac{e}{2}} \sigma_2 z dz; \quad T_1 = \int_{-\frac{e}{2}}^{+\frac{e}{2}} \sigma_1 dz;$$

$$T_2 = \int_{-\frac{e}{2}}^{+\frac{e}{2}} \sigma_2 dz. \quad (4.18)$$

sau introducând (4.17) se obține:

$$\begin{aligned} M_1 &= \frac{E}{1-\mu^2} \int_{-\frac{e}{2}}^{+\frac{e}{2}} \left[\left(\varepsilon_0 + \mu \frac{w}{R} \right) z + z^2 \frac{dv}{dx} \right] dz; \\ M_2 &= \frac{E}{1-\mu^2} \int_{-\frac{e}{2}}^{+\frac{e}{2}} \left[\left(\mu \varepsilon_0 + \frac{w}{R} \right) z + \mu z^2 \frac{dv}{dx} \right] dz; \\ T_1 &= \frac{E}{1-\mu^2} \int_{-\frac{e}{2}}^{+\frac{e}{2}} \left[\left(\varepsilon_0 + \mu \frac{w}{R} \right) + z \frac{dv}{dx} \right] dz; \\ T_2 &= \frac{E}{1-\mu^2} \int_{-\frac{e}{2}}^{+\frac{e}{2}} \left[\left(\mu \varepsilon_0 + \frac{w}{R} \right) + \mu z \frac{dv}{dx} \right] dz. \end{aligned} \quad (4.19)$$

Deoarece ε_0 , w și dv/dx nu depind de z și întrucât sunt valabile relațiile:

$$\int_{-\frac{e}{2}}^{+\frac{e}{2}} dz = e; \quad \int_{-\frac{e}{2}}^{+\frac{e}{2}} z dz = 0; \quad \int_{-\frac{e}{2}}^{+\frac{e}{2}} z^2 dz = \frac{e^3}{12}$$

rezultă:

$$\begin{aligned} M_1 &= \frac{Ee^3}{12(1-\mu^2)} \frac{dv}{dx} = D \frac{dv}{dx}; \\ M_2 &= \frac{Ee^3}{12(1-\mu^2)} \mu \frac{dv}{dx} = \mu D \frac{dv}{dx}; \end{aligned} \quad (4.20)$$

$$\begin{aligned} T_1 &= \frac{Ee}{1-\mu^2} \left(\varepsilon_0 + \mu \frac{w}{R} \right); \\ T_2 &= \frac{Ee}{1-\mu^2} \left(\frac{w}{R} + \mu \varepsilon_0 \right). \end{aligned} \quad (4.21)$$

D - rigiditatea la încovoiere a învelișului. Eliminând din (4.21) pe ε_0 se obține:

$$T_2 = \frac{Ee}{R} w + \mu T_1 \quad (4.22)$$

Din (4.20) și (4.14) se obține:

$$M_1 = D \frac{d^2 w}{dx^2}$$

care înlocuită în ecuațiile de echilibru (4.13) și (4.11) conduce la:

$$D \frac{d^4 w}{dx^4} + \frac{T_2}{R} = p_n$$

Dacă în continuare se înlocuiește T_2 din (4.22):

$$\frac{d^4 w}{dx^4} + \frac{Ee}{R^2 D} w = \frac{p_n}{D} - \mu \frac{T_1}{RD}$$

și se notează:

$$\frac{Ee}{R^2 D} = \frac{Ee}{R^2} \frac{12(1-\mu^2)}{Ee^3} = 4 \left(\sqrt[4]{\frac{3(1-\mu^2)}{R^2 e^2}} \right)^4 = 4k^4$$

se obține **ecuația diferențială a generatoarei deformate a învelișului cilindric**:

$$w^{(IV)} + 4k^4 w = \frac{p_n}{D} - \frac{\mu T_1}{RD} \quad (4.23)$$

Efortul T_1 se presupune cunoscut (dacă $p_t = 0$, T_1 se determină din condițiile de încărcare a cilindrului pe fețele frontale). Rezolvând ecuația (4.23) se obține deplasarea w și apoi funcție de ea, eforturile și momentele încovoiătoare: Q , M_1 , M_2 și eforturile unitare: σ_1 și σ_2 .

Ecuația (4.23) este o ecuație liniară cu coeficienți constanți. Pentru rezolvarea ei, se integrează ecuația omogenă:

$$w^{(IV)} + 4k^4 w = 0 \quad (4.24)$$

obținându-se o soluție de forma:

$$w = e^{-kx} (C_1 \sin kx + C_2 \cos kx) + e^{kx} (C_3 \sin kx + C_4 \cos kx) \quad (4.25)$$

care are doi termeni: primul care se amortizează foarte rapid odată cu creșterea lui x , iar cel de-al doilea care crește rapid cu x . Acest lucru este important deoarece

permite ca în multe cazuri să poată fi neglijat un termen în raport cu altul. La (4.25) se adaugă și o soluție particulară w_0 care ține seama de condițiile concrete ale problemei.

$$w_0 = \frac{\frac{p_n}{D} - \frac{\mu T_1}{RD}}{4k^4} = \frac{12(1-\mu^2)}{Ee^3} \left(p_n - \frac{\mu T_1}{R} \right) = \frac{p_n R^2}{Ee} - \frac{\mu T_1 R}{Ee} \quad (4.26)$$

Pentru cazul concret când cilindrul se deformează păstrându-și forma cilindrică, deci $\frac{dw}{dx} = 0$, relația (4.26) este cea care indică de fapt, deplasarea radială a peretelui cilindricului atunci când este supus la o presiune interioară constantă.

4.3 Determinarea unghiului de echilibru al rețelei de fibre, la tuburile cilindrice din cauciuc cu inserție

În general, la majoritatea tuburilor flexibile cu inserție baza de studiu o constituie rețeaua confecționată din fibre încrucișate sub un anumit unghi și având rigidități diferite față de cea a cauciucului. Prezintă interes acea deformație pe care o suferă elementul elastic (tubul cilindric) **fără a se produce modificarea lungimii fibrelor** ci doar prin variația unghiurilor romburilor constituite din fibrele inserției din straturile vecine.

Se consideră un element de rețea, având structură romboidală caracterizată de unghiul β și dimensiunile Δx și Δy , detașat astfel încât laturile sale să aibă direcțiile diagonalelor ochiurilor rețelei. În fig.4.7a,b este reprezentat elementul înainte și după deformare.

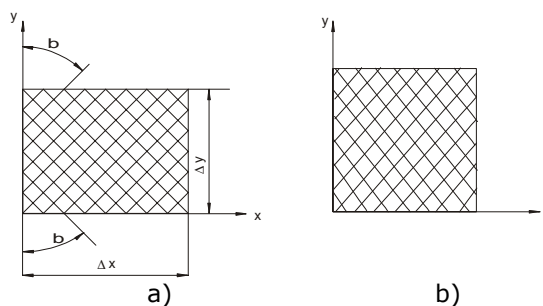


Fig. 4.7 Rețeaua romboidală de fibre a inserției: a) înainte de deformare; b) după deformare

Se observă că diagonalele romburilor rămân perpendiculare după deformarea rețelei și deci acestea reprezintă direcțiile deformațiilor principale. Se notează deformațiile relative în direcțiile diagonalelor romburilor cu ε_x și ε_y și considerând că **nu există alungiri ale firelor** $\varepsilon_l = 0$, se poate scrie:

$$\varepsilon_l = \varepsilon_x \sin\beta + \varepsilon_y \cos\beta = 0 \quad (4.27)$$

A doua ipoteză importantă care se face aici este că **eforturile unitare (tensiunile) din cauciuc sunt mult mai mici în comparație cu eforturile unitare din fibre** ceea ce înseamnă că deformațiile romburilor se produc fără pierderi de energie. De aici rezultă o serie de relații între eforturile din fibre și intensitățile forțelor, raportate la unitatea de lungime a secțiunii învelișului.

Se notează eforturile din fibrele orientate SV-NE cu N_1 iar eforturile din fibrele care le intersectează (SE-NV) cu N_2 (fig.4.8).

Efortul vertical total aplicat pe secțiunea Δx a elementului este:

$$T_y \Delta x = (N_1 + N_2) \cos \beta \frac{\Delta x \cdot \cos \beta}{t} \cdot \frac{n}{2} \quad (4.28)$$

unde: $N_1 \cos \beta$ și $N_2 \cos \beta$ sunt proiecțiile pe axa y ale eforturilor N_1 și N_2 iar $\Delta x / (t / \cos \beta)$ este numărul de fibre care intersectează secțiunea Δx , t este distanța între fibrele vecine măsurată pe normală (pasul inserției), n numărul de straturi al rețelei.

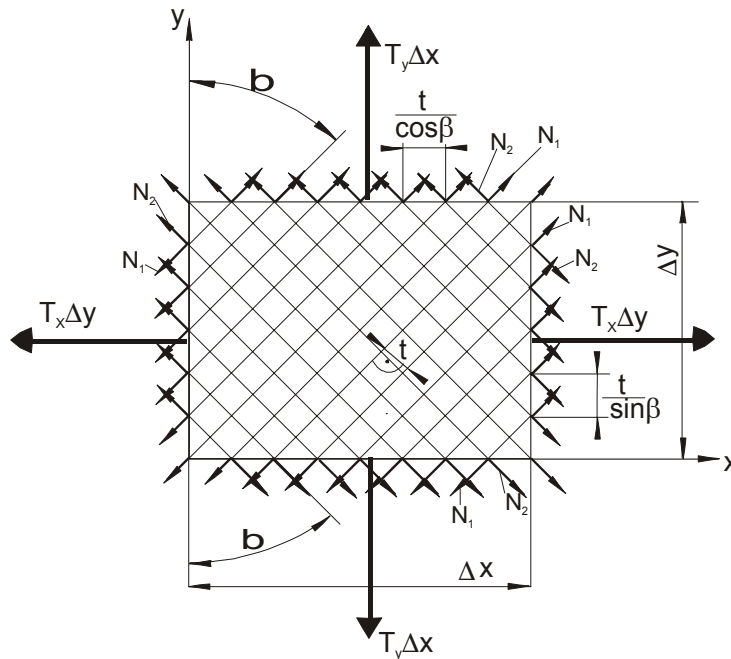


Fig. 4.8 Elementul de cauciuc cu inserție

În cazul când $N_1 = N_2 = N$ (solicitare simetrică) și $n=2$, se obține intensitatea efortului aplicat pe secțiunea orizontală și care acționează pe verticală:

$$T_y = \frac{2N}{t} \cos^2 \beta \quad (4.29)$$

și în mod analog, efortul aplicat pe secțiunea verticală și care acționează pe orizontală:

$$T_x = \frac{2N}{t} \sin^2 \beta \quad (4.30)$$

Rezultă o relație importantă care leagă între ele intensitățile celor două eforturi [D10]:

$$T_x = T_y \cdot \operatorname{tg}^2 \beta \quad (4.31)$$

Cele două ipoteze adoptate: referitor la inextensibilitatea fibrelor inserției și la neglijarea eforturilor unitare din cauciuc, asigură o precizie suficientă de calcul pentru aplicațiile practice ingineresti.

În cazul **tuburilor cilindrice** din cauciuc cu inserție, considerând că cele două direcții x și y corespund direcției axei (*meridiană*) și respectiv direcției tangentei la cilindru (*circumferențială*), iar unghiul β este în acest caz format de fibre cu direcția circumferențială și notând cu $\alpha = 90^\circ - \beta$ unghiul format de fibre cu cealaltă direcție, axială, se poate scrie:

$$\begin{aligned} T_y &= \xrightarrow{(4.8)} T_2 = \frac{pD}{2}; \\ T_x &= \xrightarrow{(4.8)} T_1 = \frac{pD}{4} \end{aligned} \quad (4.32)$$

$$\frac{T_x}{T_y} = \frac{T_1}{T_2} = \frac{1}{2} = \operatorname{tg}^2 \beta = \operatorname{tg}^2 (90^\circ - \alpha) \Rightarrow \begin{aligned} \beta^* &= 35^\circ 20' \\ \alpha^* &= 54^\circ 40' \end{aligned} \quad (4.33)$$

Deci, presiunea interioară p din tub poate fi preluată de fibre numai în cazul în care acestea formează cu direcția axei un unghi de echilibru $\alpha^* = 54^\circ 40'$. Dacă tubul va avea un unghi al fibrelor diferit de acesta, tubul se va deforma astfel încât unghiul să se apropie de valoarea de echilibru. Dacă tubul este confecționat cu **un unghi α mai mic atunci sub acțiunea presiunii interioare el își va mări diametrul și se va scurta** iar dacă unghiul este mai mare, tubul se lungeste și se micșorează în diametru.

Se demonstrează că la un unghi egal cu unghiul de echilibru $\alpha = \alpha^* = 54^\circ 40'$ tubul are, pentru o anumită lungime dată a fibrelor, un volum interior maxim. Se presupune că lungimea unei fibre, corespunzătoare unui pas l_p al înfășurării, este s_p (fig.4.9)

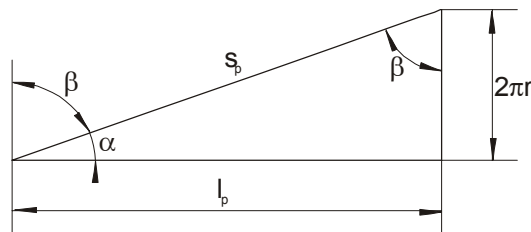


Fig. 4.9 Desfășurata unei fibre elicoidale corespunzătoare unei înfășurări

Volumul tubului de rază r corespunzător unui pas al înfășurării este:

$$V_p = \pi r^2 l_p = \frac{s_p^3}{4\pi} \cos^2 \beta \sin \beta = \frac{s_p^3}{4\pi} \sin^2 \alpha \cos \alpha \quad (4.34)$$

Pentru a obține maximul acestei expresii:

$$\frac{dV_p}{d\beta} = \frac{s_p^3}{4\pi} [-2 \cos \beta \sin^2 \beta + \cos^3 \beta] = 0 \quad (4.35)$$

de unde rezultă:

$$-2 \cos^3 \beta \cdot \operatorname{tg}^2 \beta + \cos^3 \beta = 0 \Rightarrow \operatorname{tg}^2 \beta = \frac{1}{2} \quad (4.36)$$

Se observă că din condiția de volum maxim se obține aceeași valoare a lui β (respectiv α) ca și din condiția de echilibru a firelor (4.33).

Pentru a exprima dependența dimensiunilor tubului de cauciuc de presiune, este necesar să se țină seama de lucrul mecanic care se consumă la deformarea cauciucului. Astfel, dacă unghiul inițial este $\alpha_0 \neq \alpha^*$ ($\beta_0 \neq \beta^*$) și lungimea inițială a tubului înainte de deformație este l_0 ($l_0 = s \sin \beta_0$) unde s este lungimea totală a fibrei înfășurate ($s = n s_p$) iar după aplicarea presiunii interioare p , unghiul a devenit α (β), lungimea tubului l ($l = s \sin \beta$) aceasta înseamnă o deformație relativă a tubului pe direcție longitudinală:

$$\varepsilon_x = \frac{l - l_0}{l_0} = \frac{\sin \beta - \sin \beta_0}{\sin \beta_0} \quad (4.37)$$

Energia potențială de deformație a pereților tubului se poate exprima [P7]:

$$U = 2 \cdot s^2 \cdot \sin \beta_0 \cdot \cos \beta_0 \cdot G \cdot h \cdot (1 + \operatorname{tg}^4 \beta_0 - \operatorname{tg}^2 \beta_0) \cdot \frac{(\sin \beta - \sin \beta_0)^2}{\sin^2 \beta_0} \quad (4.38)$$

G - modulul de elasticitate transversal al cauciucului, h - grosimea peretelui tubului.

Unica sarcină exterioară aplicată tubului este presiunea interioară p . Potențialul forțelor de presiune (când se neglijează presiunea exterioară) are valoarea:

$$\Pi = -pV \quad (4.39)$$

Cu acestea și cu (4.34), energia totală a sistemului, E , se poate exprima ca fiind egală cu:

$$E = U + \Pi = 2s^2 \sin \beta_0 \cos \beta_0 Gh (1 + \operatorname{tg}^4 \beta_0 - \operatorname{tg}^2 \beta_0) \frac{(\sin \beta - \sin \beta_0)^2}{\sin^2 \beta_0} - p \frac{s^3}{4\pi} \cos^2 \beta \sin \beta \quad (4.40)$$

Valoarea unghiului β , care s-a stabilit după încărcarea tubului cu presiunea p , se determină din condiția minimului energiei totale a sistemului:

$$\frac{\partial E}{\partial \beta} = 0 \quad (4.41)$$

adică se obține ecuația de gradul doi în raport cu $\sin \beta$:

$$\begin{aligned} \sin \beta - \sin \beta_0 - \frac{\operatorname{tg} \beta_0}{16\pi(1 + \operatorname{tg}^4 \beta_0 - \operatorname{tg}^2 \beta_0)} \cdot \frac{pl}{Gh} (1 - 3 \sin^2 \beta) &= 0 \\ \sin \beta - \sin \beta_0 - A \cdot (1 - 3 \sin^2 \beta) &= 0 \end{aligned} \quad (4.42)$$

unde s-a notat cu A o mărime adimensională proporțională cu presiune interioară.
Rezolvând ecuația (4.42) se obține:

$$\sin \beta = \frac{1}{6A} \left(\sqrt{1 + 12A \sin \beta_0 + 12A^2} - 1 \right) \quad (4.43)$$

și respectiv:

$$\beta = \arcsin \frac{1}{6A} \left(\sqrt{1 + 12A \sin \beta_0 + 12A^2} - 1 \right) \quad (4.44)$$

4.4 Influența unghiului caracteristic al împletiturii asupra limitelor de contracție

Manșonul împletit, format din fibre ce înconjoară membrana cilindrică sub formă de elice duble, are o importanță determinantă asupra performanțelor de actuator ale mușchiului pneumatic. El este cel care convertește expansiunea radială a tubului în contracție axială (fig.4.10) atunci când este supus la presiune interioară, iar unghiul caracteristic al împletiturii sale, α , este în strânsă legătură cu lungimea l a mușchiului și respectiv cu limitele între care variază aceasta, l_{min} și l_{max} , adică cu mărimea contracției. În poziția de repaus mușchiul se caracterizează prin diametrul d_0 , lungimea l_0 și unghiul α_0 .

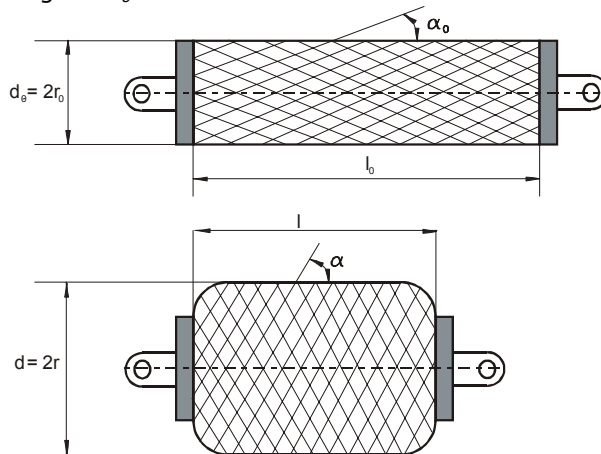


Fig. 4.10 Modificarea dimensiunilor împletiturii odată cu expandarea mușchiului

Unghiul α variază în timpul funcționării între α_{min} și α_{max} după cum mușchiul este întins la maxim sau contractat la maxim. Prin schimbarea unghiului α manșonul împletit își schimbă lungimea, diametrul și volumul.

Valoarea maximă a lui α este, așa cum s-a demonstrat în paragraful 4.3, $\alpha_{max} = 54^{\circ}40' \cong 54,7^{\circ}$, lucru certificat experimental de Schulte (1961). Creșterea lui α peste valoarea maximă este posibilă doar dacă mușchiul este supus la compresiune axială, dincolo de starea lui contractată datorată presurizării (ceea ce nu este un proces stabil datorită pericolului ca tubul să treacă prin ochiurile țesăturii, lucru neacceptat). În ce privește valoarea minimă α_{min} , ea este determinată de grosimea fibrelor, de distanța între ele, de numărul de înfășurări și de diametrul fittingurilor de legătură.

Pentru a calcula unghiul teoretic α_{min} , care corespunde întinderii maxime a mușchiului, se consideră un tronson pe lungimea împletiturii, cu axa identică cu axa mușchiului și care desfășurat se poate vedea în fig.4.11.

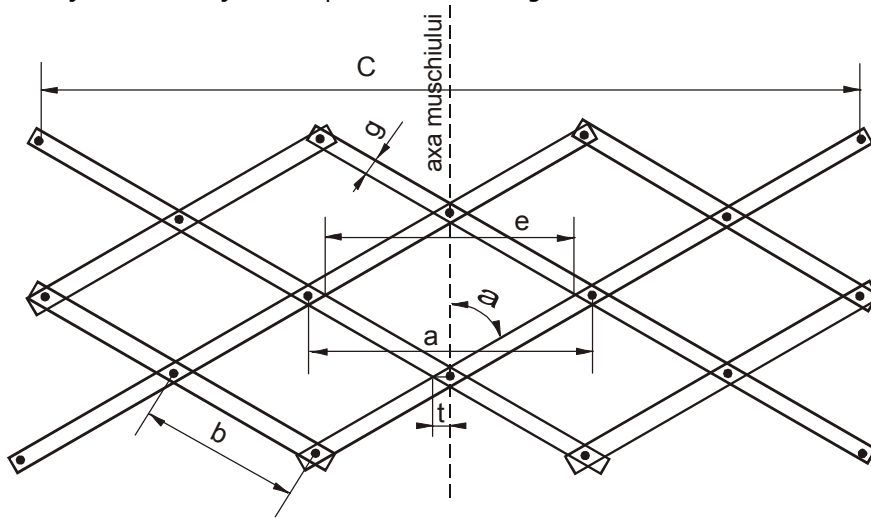


Fig. 4.11 Principalii parametri geometrici ai împletiturii din fibre

Numărul de perechi de fibre disjuncte, n , este egal cu numărul de noduri, N , de pe circumferința C a mușchiului (în fig.4.11, $N = n = 3$). În situația limită când $\alpha_{max} = 90^{\circ}$ se poate scrie: $C = 2 b N = \pi D$ unde D - diametrul teoretic maxim al mușchiului în starea de maximă contracție și din care:

$$b = \pi D / 2 N \quad (4.45)$$

Pe de altă parte, distanța între două noduri vecine de pe circumferință, a , este :

$$a = 2 b \sin \alpha \quad (4.46)$$

La limita opusă, când mușchiul este întins la maxim, nodurile adiacente se apropie până când:

4.4 - Influența unghiului caracteristic asupra limitelor de contracție - 71

$$a = 2 t = 2 (g / 2 \cos \alpha) \quad (4.47)$$

unde cu g s-a notat grosimea fibrei. Din (4.45), (4.46) și (4.47) se poate scrie:

$$b \sin \alpha = \frac{\pi \cdot D}{2 \cdot N} \sin \alpha = \frac{g}{2 \cos \alpha} \quad (4.48)$$

din care:

$$\sin 2\alpha = g \frac{2 \cdot N}{\pi \cdot D} \quad (4.49)$$

Se obține în felul acesta o relație de calcul a unghiului minim teoretic:

$$\alpha_{\min} = \frac{\arcsin\left(g \frac{2 \cdot N}{\pi \cdot D}\right)}{2} \quad (4.50)$$

După cum se observă, acest unghi nu depinde de lungimea mușchiului ci doar de parametrii: g , N și D . Cu toate acestea, utilitate practică are mai degrabă lungimea maximă L_{\max} pe care o atinge mușchiul la o valoare α_{\min} :

$$L_{\max} = s \cdot \cos \alpha_{\min} = s \cdot \cos \left[\frac{1}{2} \arcsin \left(g \frac{2 \cdot N}{\pi \cdot D} \right) \right] = s \cdot \cos \left[\frac{1}{2} \arcsin \left(\frac{g \cdot n_s}{\pi \cdot D} \right) \right] \quad (4.51)$$

unde așa cum se vede și din fig.5.3, prin s s-a notat lungimea unei fibre iar n_s numărul total de fibre al mușchiului ($n_s = 2N$).

Pentru a nu apărea pericolul ca în stare contractată, sub presiune, membrana de cauciuc să iasă prin ochiurile rețelei de fibre, trebuie limitată și valoarea maximă a ariei romburilor pe care le formează fibrele, lucru care se produce la $\alpha = 45^\circ$, adică atunci când romburile sunt de fapt pătrate. Pe baza fig.4.11 și ținând seama din (4.45), (4.46) și (4.47) că:

$$e = a - 2 \cdot t = \frac{\pi \cdot D}{N} \sin \alpha - \frac{g}{\cos \alpha} \quad (4.52)$$

se poate scrie:

$$A_{\max} = \frac{e_{45^\circ}^2}{2} = \frac{\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot D}{n_s} \sin 45^\circ - \frac{g}{\cos 45^\circ} \right)^2}{2} \quad (4.53)$$

În ce privește suprafața de contact efectiv între fibre (cea pe care se produce frecarea nemijlocită a acestora), în ipoteza simplificatoare că ele sunt plate și au lățimea egală cu diametrul g , aceasta este un romb după cum se poate vedea din fig.4.12.

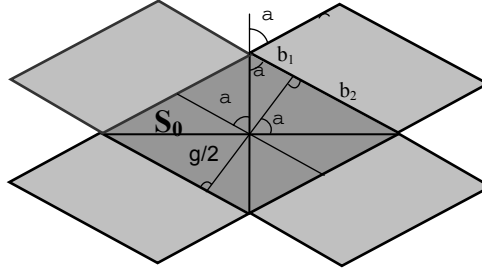


Fig. 4.12 Suprafața de contact plană a două fibre încrucișate

Considerând că n_n este numărul total de noduri al rețelei de fibre a mușchiului, iar S_0 este suprafața de contact a unui nod, se poate scrie că suprafața totală de contact, S_c , este:

$$S_c = S_0 \cdot n_n \quad (4.54)$$

Din fig.4.12 se observă că:

$$S_0 = \frac{1}{2}(b_1 + b_2) \frac{g}{2} \cdot 4 = g \left(\frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} + \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} \right) \frac{g}{2} = \frac{g^2}{2} \cdot \frac{1}{\sin \alpha \cos \alpha} \quad (4.55)$$

Când mușchiul este întins la maxim, L_{max} , se presupune că fibrele acoperă în întregime suprafața laterală a mușchiului, adică:

$$S_c = \pi \cdot d \cdot L_{max} \quad (4.56)$$

Din (4.51), (4.54), (4.55) și (4.56) și având în vedere că:

$$\sin \alpha = \frac{\pi d \cdot n}{s} \quad (4.57)$$

unde n este numărul de înfășurări al fiecărei fibre pe toată lungimea mușchiului, se obține pentru cazul întinderii maxime (α_{min}):

$$n_n = \frac{\pi \cdot d_{min} \cdot L_{max}}{S_{0(min)}} = \pi \frac{s \cdot \sin \alpha_{min}}{\pi \cdot n} \cdot s \cos \alpha_{min} \cdot \frac{2 \sin \alpha_{min} \cos \alpha_{min}}{g^2} = \frac{2 \cdot s^2 \cdot \sin^2 \alpha_{min} \cdot \cos^2 \alpha_{min}}{n \cdot g^2} \quad (4.58)$$

iar pentru suprafața de contact o expresie de forma:

$$S_c = n_n \cdot S_0 = \frac{2s^2 \sin^2 \alpha_{min} \cos^2 \alpha_{min}}{ng^2} \frac{g^2}{2 \sin \alpha \cos \alpha} = \frac{s^2 \cdot \sin^2 \alpha_{min} \cdot \cos^2 \alpha_{min}}{n \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha} \quad (4.59)$$

4.5 Modelarea împletiturii din fibre în diverse aplicații grafice

Rețeaua de fibre ce înconjoară dublu-elicoidal membrana tubulară din cauciuc, poate fi modelată folosind aplicațiile grafice ale diferitelor programe.

Astfel, pornind de la ecuațiile parametrice ale elicei circulare:

$$x = R \cdot \cos \theta$$

$$y = R \cdot \sin \theta$$

$$z = R \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \theta = \frac{p}{2\pi} \theta \quad (4.50)$$

și prin multiplicarea de un număr de ori a perechilor de elice, s-au construit imagini ale rețelei teoretice cu ajutorul programelor Mathcad (fig.4.13) și Matlab (fig.4.14). S-au avut în vedere caracteristicile geometrice ale împletiturii reale ($l_0 = 200 \text{ mm}$; $d_0 = 10 \text{ mm}$; $n = 4$; $n_s = 8$).

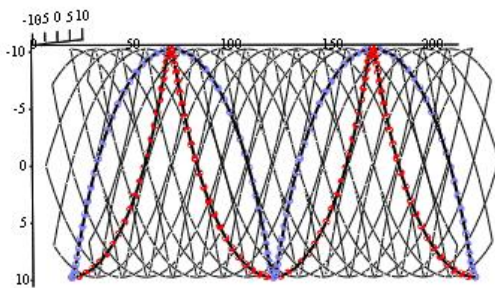


Fig. 4.13 Construirea rețelei în Mathcad

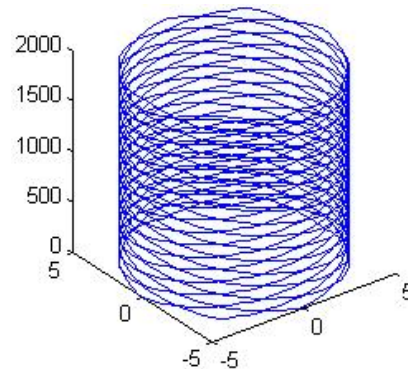


Fig. 4.14 Construirea rețelei în Matlab

Pornind de la aceste elice generatoare și aplicând o grosime fibrelor ($d = 0,5 \text{ mm}$), s-au construit modele 3D ale împletiturii, în programul de proiectare asistată Inventor. Câteva imagini ale modelelor astfel create sunt prezentate în fig.4.15.

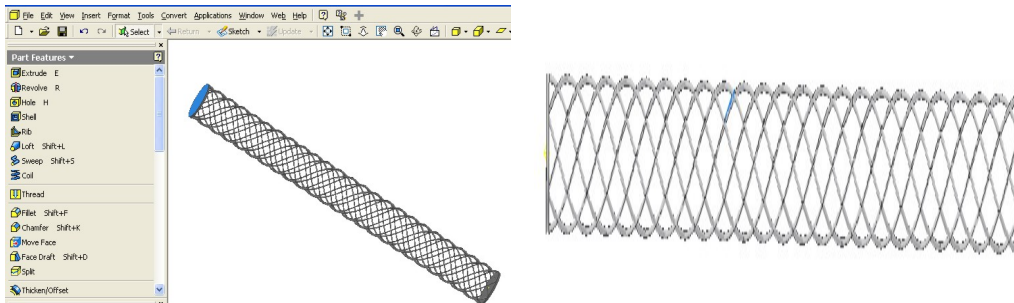


Fig. 4.15 Construirea rețelei 3D în Inventor

Pentru a apropia și mai mult modelul de construcția reală a mușchiului cu împletitură, s-au folosit instrumentele grafice ale programului Catia V5 obținându-se construcții ca cele din fig. 4.16.

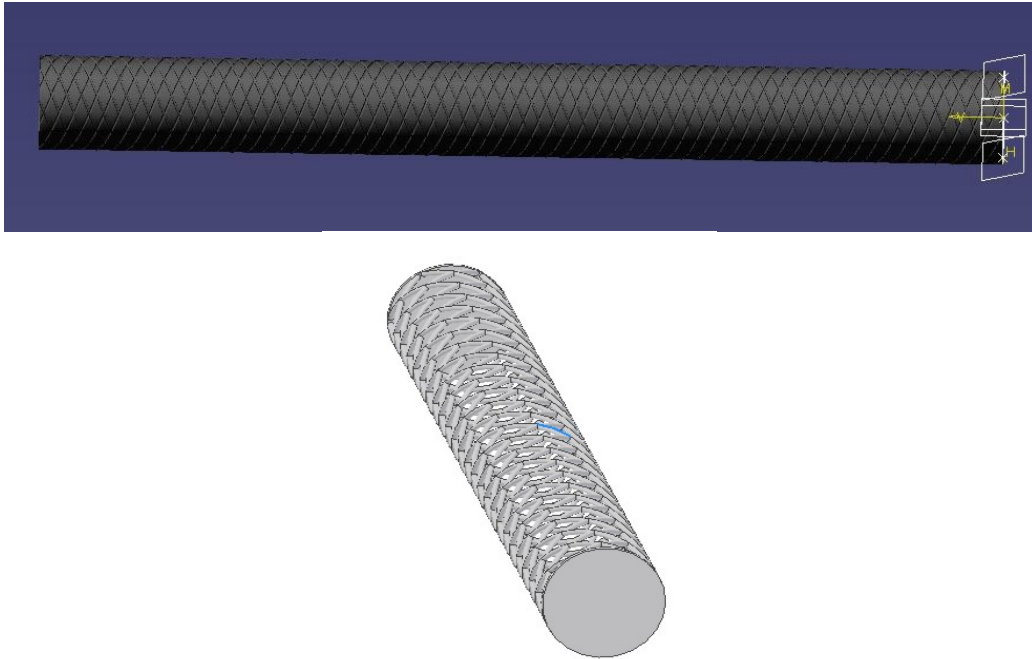


Fig. 4.16 Construirea rețelei 3D în Catia

Din toate aceste încercări, s-a constatat că modelul care se apropie cel mai mult de varianta reală este cel funizat de Catia. Având în vedere și alte beneficii pe care le aduce acest program în modelarea mușchiului cu împletitură (acuratețea modelării, posibilitatea aplicării de încărcări diverse și constrângeri pe modele de ansamblu, analiza prin metoda elementului finit ș.a) am optat pentru acesta în efectuarea studiului.

4.6 Concluzii și contribuții

- Determinarea eforturilor secționale și a tensiunilor din peretele mușchiului pneumatic din cauciuc cu împletitură din fibre, privit ca un înveliș simetric supus la presiune interioară constantă.
- Determinarea deplasărilor și deformațiilor în cazul membranei cilindrice supusă la presiune interioară variabilă și în particular, determinarea deplasării radiale în cazul tubului cilindric cu presiune constantă la interior.
- Determinarea unghiului de echilibru maxim al rețelei de fibre, în două ipoteze: 1) fibrele sunt inextensibile iar eforturile unitare din tubul de

4.4 - Influența unghiului caracteristic asupra limitelor de contracție – 75

cauciuc sunt neglijabile și 2) prin minimizarea energiei totale a ansamblului format din rețea și tub.

- Determinarea unghiului caracteristic minim al împletiturii și influența acestuia asupra limitelor de variație ale lungimii mușchiului.
- Modelarea împletiturii din fibre a mușchiului folosind diverse instrumentele grafice ale programelor de calcul MathCAD, Matlab și a celor de proiectare asistată, Inventor și Catia și aprecierea variantei optime.

Bibliografie

[B11], [D8], [D10], [P7]

5. MODELAREA MATEMATICĂ A MUȘCHILOR ARTIFICIALI PNEUMATICI CU ÎMPLETITURĂ DIN FIBRE

O serie de caracteristici afectează performanțele mușchilor artificiali pneumatici. Mărimea contracției, forța generată, volumul de aer consumat sunt dependente de geometria și materialul membranei flexibile și a manșonului împletit din exterior.

Mușchiul pneumatic artificial, a cărui modelare este propusă în această lucrare, are la bază modelul mușchilor cu împletitură, de tip McKibben. Modelul geometric este reprezentat de o membrană de cauciuc cilindrică (un tub) cu proprietăți izotropice, având la cele două capete 2 conectori (fig.5.1). Membrana este cuprinsă (ranforsată) într-o rețea dublu-elicoidală de fibre care au rolul de a transmite tensiunile spre conectori și de a menține forma cilindrică a mușchiului în timpul scurtării lui. Când camera membranei este alimentată cu fluid sub presiune, ea expandează pe direcție radială dezvoltând (prin intermediul fibrelor) forță de tracțiune pe direcție longitudinală. Această forță variază neliniar, fiind maximă la începutul contracției și scăzând la zero odată cu creșterea acesteia.

5.1 Determinarea forței de contracție a mușchiului

În starea de repaus, mușchiul artificial cilindric se caracterizează prin următorii parametri geometrici:

- lungimea inițială a membranei tubulare, l_0 ;
- raza (diametrul) inițială, $r_0(d_0)$;
- unghiul de înclinare inițial al fibrelor, α_0 .

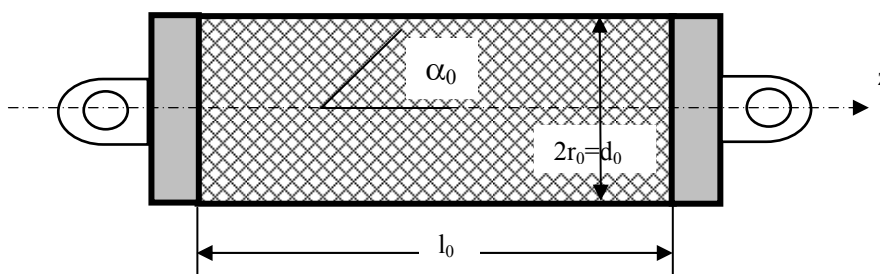


Fig. 5.1 Parametrii geometrici ai mușchiului în stare de repaus

La alimentarea cu presiunea relativă p ce acționează în interior asupra suprafeței S , tubul expandează modificându-și raza cu dr și scurtându-se cu dl (fig.5.2).

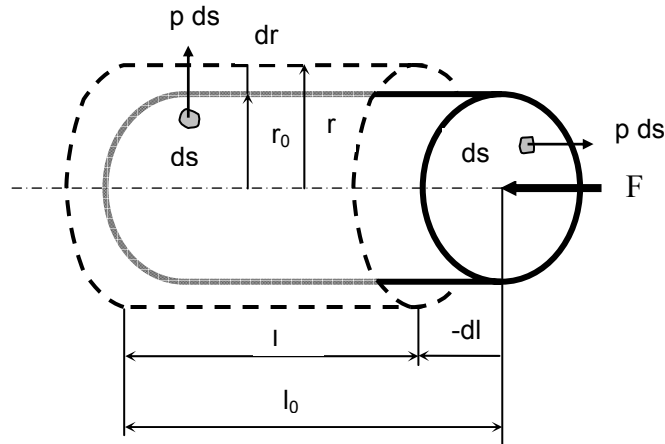


Fig. 5.2 Modificarea dimensiunilor mușchiului în timpul expandării

În absența frecărilor, forța de contracție a mușchiului se poate determina pornind de la principiul lucrurilor mecanice virtuale pentru un sistem aflat în echilibru, la care lucrul mecanic elementar virtual (de intrare) datorat presiunii p în interiorul mușchiului, dL_i , este egal cu lucrul mecanic elementar virtual (de ieșire) al forței de contracție F , dL_e :

$$dL_i = dL_e \quad (5.1)$$

$$dL_i = \int_S p ds \cdot dl = p \int_S ds \cdot dl = p \cdot dV \quad (5.2)$$

$$dL_e = F \cdot (-dl) = -F \cdot dl \quad (5.3)$$

unde p este presiunea relativă $p = P - p_0$ (P - presiunea absolută în interiorul mușchiului și p_0 - presiunea mediului ambiant) ce acționează asupra elementului de suprafață ds iar dV - variația volumului mușchiului.

Se obține expresia forței axiale de contracție (negativă) F :

$$F = -p \cdot \frac{dV}{dl} \quad (5.4)$$

Relația (5.4) este valabilă atunci când se neglijează:

- frecările de orice fel
- lucrul mecanic de deformație a tubului de cauciuc
- forțele de inerție.

Apreciindu-se că variația volumului dV se produce după două direcții: creștere a razei cu dr pe direcție radială și micșorare a lungimii cu dl pe direcție axială, se poate scrie:

$$p \cdot dV = p \cdot (S_1 \cdot dr - S_2 \cdot dl) = p \cdot (2 \cdot \pi \cdot r \cdot l \cdot dr - \pi \cdot r^2 \cdot dl) \quad (5.5)$$

S_1 , S_2 - suprafețele laterală și respectiv frontală ale cilindrii. Din (5.4) și (5.5) se obține:

$$F = p \cdot (2 \cdot \pi \cdot r \cdot l) \frac{dr}{dl} - p(\pi \cdot r^2) \quad (5.6)$$

Considerând lungimea fibrei înfășurate elicoidal pe cilindru, $s = \text{const.}$ și numărul de înfășurări, n , conform fig.5.3 se poate scrie:

$$\cos \alpha_0 = \frac{l_0}{s} \quad \text{și} \quad \cos \alpha = \frac{l}{s} \Rightarrow \frac{l}{l_0} = \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0} \quad (5.7)$$

$$\sin \alpha_0 = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_0 \cdot n}{s}$$

$$\text{și} \quad \sin \alpha = \frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot n}{s} \Rightarrow \frac{r}{r_0} = \frac{\sin \alpha}{\sin \alpha_0} \quad (5.8)$$

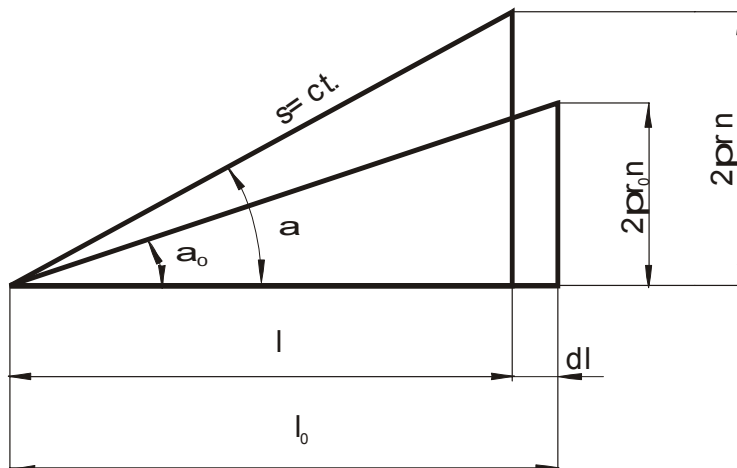


Fig. 5.3 Modificarea unghiului fibrelor odată cu scurtarea mușchiului

Din (5.7) și din (5.8):

$$r = r_0 \cdot \frac{\sqrt{1 - \cos^2 \alpha}}{\sin \alpha_0} = r_0 \cdot \frac{\sqrt{1 - \left(\cos \alpha_0 \cdot \frac{l}{l_0} \right)^2}}{\sin \alpha_0} \quad (5.9)$$

$$\frac{dr}{dl} = -\frac{r_0}{\sin \alpha_0} \cdot \frac{l \cdot \cos^2 \alpha_0}{l_0^2} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\cos \alpha_0 \cdot \frac{l}{l_0}\right)^2}} \quad (5.10)$$

Cu acestea forța devine:

$$\begin{aligned} F &= (2 \cdot \pi \cdot l \cdot p) \cdot \frac{r_0}{\sin \alpha_0} \cdot \sqrt{1 - \left(\cos \alpha_0 \cdot \frac{l}{l_0}\right)^2} \cdot \frac{r_0 \cdot l \cdot \cos^2 \alpha_0}{l_0^2 \cdot \sin \alpha_0} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\cos \alpha_0 \cdot \frac{l}{l_0}\right)^2}} - \\ &- \pi \cdot p \cdot \frac{r_0^2}{\sin^2 \alpha_0} \cdot \left[1 - \left(\cos \alpha_0 \cdot \frac{l}{l_0}\right)^2\right] = 2 \cdot \pi \cdot p \cdot \frac{l_2}{l_0^2} \cdot r_0^2 \cdot \frac{1}{\cos^2 \alpha_0} + \pi \cdot p \cdot \frac{l_2}{l_0^2} \cdot r_0^2 \cdot \frac{1}{\cos^2 \alpha_0} - \\ &- \pi \cdot p \cdot \frac{r_0^2}{\sin^2 \alpha_0} = 3 \cdot \pi \cdot p \cdot \frac{l_2}{l_0^2} \cdot r_0^2 \cdot \frac{1}{\cos^2 \alpha_0} - \pi \cdot p \cdot \frac{r_0^2}{\sin^2 \alpha_0} = \pi \cdot p \cdot r_0^2 \cdot \left(\frac{3}{\cos^2 \alpha_0} \cdot \frac{l_2}{l_0^2} - \frac{1}{\sin^2 \alpha_0}\right) \end{aligned} \quad (5.11)$$

$$z = \frac{l_0 - l}{l_0} = 1 - \frac{l}{l_0} \quad \text{și} \quad a = \frac{3}{\cos^2 \alpha_0};$$

Dacă se notează, contracția mușchiului:

$$b = \frac{1}{\sin^2 \alpha_0}$$

se obține pentru forță:

$$F(p, z) = p \cdot \pi \cdot r_0^2 \cdot [a(1 - z)^2 - b] \quad (5.12)$$

Forța F poate fi exprimată și sub altă formă [D12], pornind de la faptul că fibrele sunt inextensibile și ținând seama de caracteristicile constante ale fibrelor (s , n) precum și de lungimea mușchiului l și evident de p . Pentru aceasta se exprimă volumul mușchiului (considerat cilindric) și pe baza fig.5.3 se poate scrie:

$$V = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s \cdot \cos \alpha = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{s^2 \cdot \sin^2 \alpha}{\pi^2 \cdot n^2} \cdot s \cdot \cos \alpha = \frac{s^3}{4 \cdot \pi \cdot n^2} \cdot \cos \alpha \cdot \sin^2 \alpha \quad (5.13)$$

Din (5.13) și (5.4) și cu $\cos \alpha = l / s$ se poate exprima V și apoi F :

$$V = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{s^2 \cdot \left(1 - \frac{l^2}{s^2}\right)}{\pi^2 \cdot n^2} \cdot s \cdot \frac{l}{s} = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{s^2 - l^2}{\pi^2 \cdot n^2}\right) l ;$$

$$F = -p \cdot \frac{s^3}{4 \cdot \pi \cdot n^2} \left(\frac{1}{s} - \frac{3 \cdot l^2}{s^3}\right) = p \cdot \frac{s^2}{4 \cdot \pi \cdot n^2} \left(3 \cdot \frac{l^2}{s^2} - 1\right) =$$

$$= p \cdot \frac{s^2}{4 \cdot \pi \cdot n^2} (3 \cdot \cos^2 \alpha - 1) \quad (5.14)$$

$$l = l_0(1-z)$$

Ambele relații (5.12) și (5.14) se pot pune sub forma:

$$F = p \cdot f(z) \quad \text{sau} \quad F = p \cdot f(l) \quad (5.15)$$

care reprezintă **modelul cvasi-static simplificat** (care nu ține seama de frecări, lucrul mecanic de deformare a tubului, inerție) al mușchiului artificial pneumatic cu împletitură.

Din relația (5.12) se trag o serie de concluzii cu privire la forța statică dezvoltată de mușchiul pneumatic, care:

- este proporțională cu presiunea aerului comprimat din interiorul membranei tubulare, p ;
- este proporțională cu suprafața secțiunii, în starea de repaus, a membranei, πr_0^2 ;
- scade odată cu creșterea unghiului fibrelor, α_0 ;
- este o funcție neliniară de contracția mușchiului, z , respectiv de lungimea acestuia, l .

5.2 Calculul rigidității și elasticității mușchiului pneumatic

Ca și în cazul mușchilor scheletici, mușchii artificiali pneumatici au și o comportare elastică datorată pe de o parte *compresibilității* aerului și pe de alta, caracteristicilor legate de *variația forță-contracție (deplasare)*. Chiar dacă presiunea este menținută constantă, modificările forței cu deplasarea implică o anumită elasticitate a sistemului.

Aplicând o presiune p în interiorul mușchiului, volumul acestuia crește cu dV corespunzător unei modificări a lungimii dl (negativă în cazul scurtării) și forța dezvoltată se exprimă conform (5.4):

$$F = -p \frac{dV}{dl}$$

Rigiditatea mușchiului, k_m și respectiv elasticitatea acestuia, C_m , ca inversă a ei, se obțin diferențiind expresia forței F :

$$k_m = C_m^{-1} = \frac{dF}{dl} = -\frac{dp}{dV} \left(\frac{dV}{dl} \right)^2 - p \frac{d^2V}{dl^2} \quad (5.16)$$

Dacă se face aprecierea simplificatoare că presiunea nu se modifică pe parcursul expansiunii mușchiului și pe baza celor stabilite anterior în (5.14), se obține pentru rigiditate o expresie aproximativă:

$$k_m \cong -p \frac{d^2V}{dl^2} = -p \frac{d^2}{dl^2} \left[\frac{\pi}{4} \left(\frac{s^2 - l^2}{\pi^2 \cdot n^2} \right) \cdot l \right] = p \cdot \frac{\pi \cdot 3 \cdot 2 \cdot l}{4 \pi^2 \cdot n^2} = p \frac{3}{2 \cdot \pi \cdot n^2} l \quad (5.17)$$

Se observă că rigiditatea mușchiului este o funcție liniară de lungime.

Dacă însă se consideră un proces politropic (prin care se aproximează fenomenul de compresie și expansiune a aerului aflat într-un spațiu închis), având legea transformării politropice: $pV^n = ct.$ și diferențind, $d(pV^n) = 0$, cu coeficientul politropic n , (5.16) se mai poate scrie:

$$k_m = -n \frac{p + p_0}{V} \left(\frac{dV}{dl} \right)^2 - p \frac{d^2V}{dl^2} \quad (5.18)$$

5.3 Variația volumului mușchiului funcție de contracție și de parametrii geometrice inițiali

Pentru mușchiul în stare expandată (fig.5.4), considerat ca un corp cilindric de rază $r = d/2$ și lungime l având la capete două zone de racordare, se calculează volumul V_m :

$$V_m = V_0 + 2 \cdot V_c \quad (5.19)$$

V_0 - volumul porțiunii cilindrice; V_c - volumul capetelor având forma unor calote sferice.

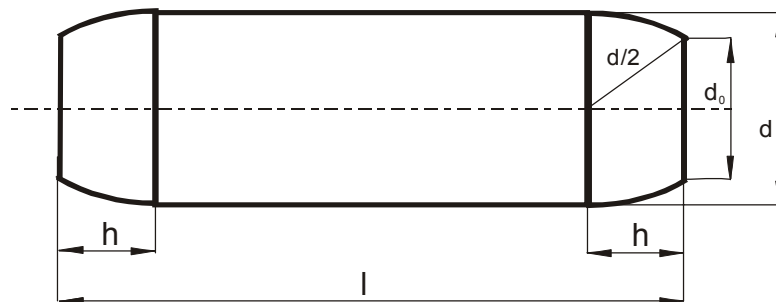


Fig. 5.4 Mușchiul cilindric în stare expandată

Expresiile celor două volume cu notațiile din fig.5.4 se scriu:

$$V_0 = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot (l - 2 \cdot h)}{4} \quad (5.20)$$

$$V_c = \frac{\pi \cdot h}{6} \cdot (3 \cdot r_0^2 + 3 \cdot r^2 + h^2) \quad (5.21)$$

Pe de altă parte, pe baza fig.5.3 avem:

$$s^2 = (\pi \cdot d \cdot n)^2 + l^2 \Rightarrow s^2 - l^2 = \pi^2 \cdot d^2 \cdot n^2 \quad (5.22)$$

$$\cos \alpha_0 = \frac{l_0}{s} \Rightarrow s = \frac{l_0}{\cos \alpha_0}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{\pi \cdot d_0 \cdot n}{l_0} \Rightarrow n = \frac{l_0}{\pi \cdot d_0} \cdot \frac{\sqrt{1 - \cos^2 \alpha_0}}{\cos \alpha_0} \quad (5.23)$$

$$[d(l)]^2 = \frac{s^2 - l^2}{\pi^2 \cdot n^2} = d_0^2 \cdot \frac{1 - \frac{l^2}{l_0^2} \cdot \cos^2 \alpha_0}{1 - \cos^2 \alpha_0} \quad (5.24)$$

Atât V_0 cât și V_c sunt funcții de contracția z adică: $V_0(z)$ și $V_c(z)$. Cu acestea și cu:

$$\begin{aligned} l &= l_0 \cdot (1 - z) \\ h &= \sqrt{\frac{d^2}{4} - \frac{d_0^4}{4}} \end{aligned} \quad (5.25)$$

se obține:

$$V_0(z) = \frac{\pi}{4} \cdot d_0^2 \cdot \frac{1 - (1 - z)^2 \cos^2 \alpha_0}{1 - \cos^2 \alpha_0} \cdot \left[l_0(1 - z) - d_0 \sqrt{\frac{1 - (1 - z)^2 \cos^2 \alpha_0}{1 - \cos^2 \alpha_0} - 1} \right] \quad (5.26)$$

$$\begin{aligned} V_c(z) &= \frac{\pi}{6} \cdot \sqrt{\frac{d_0^2}{4} \cdot \frac{1 - (1 - z)^2 \cos^2 \alpha_0}{1 - \cos^2 \alpha_0} - \frac{d_0^2}{4}} \cdot \\ &\cdot \left\{ 3 \cdot \frac{d_0^2}{4} + 3 \cdot \frac{d_0^2}{4} \cdot \frac{1 - (1 - z)^2 \cos^2 \alpha_0}{1 - \cos^2 \alpha_0} + \left[\frac{d_0^2}{4} \cdot \frac{1 - (1 - z)^2 \cos^2 \alpha_0}{1 - \cos^2 \alpha_0} - \frac{d_0^2}{4} \right] \right\} \quad (5.27) \end{aligned}$$

5.4 Stabilirea ecuației de mișcare ce descrie comportarea în regim dinamic a mușchiului

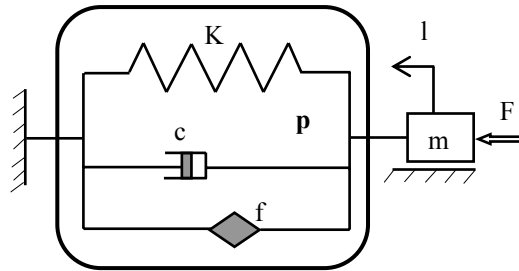


Fig. 5.5 Modelul dinamic al mușchiului

Pentru a modela comportarea mușchiului pneumatic din punct de vedere dinamic, se pornește de la legea a-II-a a mecanicii newtoniene care aici poate fi scrisă sub forma:

$$m \cdot \ddot{l} = F_m = F - F_{fv} - F_{fc} \text{sign}(\dot{z}) - F_e \quad (5.28)$$

unde:

m - masa echivalentă a părților în mișcare;
 F_m - forța de acționare datorată mușchiului artificial;
 $F_m[z(l), \dot{z}(l), p]$,

$$z = \frac{l_0 - l}{l_0} = z(l)$$

z - contracția mușchiului;
 F - forța contractilă dezvoltată de mușchi datorită presiunii p ; F (z, p) conform (5.15);

F_{fv} - forța de frecare (amortizare) vâscoasă datorată pe de-o parte compresibilității aerului și pe de altă parte materialului membranei; $F_{fv} = c \cdot p \cdot \dot{z}$

[K1]; c - coeficient de amortizare vâscoasă; p - presiunea de lucru; $F_{fc}(\dot{z}, p)$
 F_{fc} - forța de frecare uscată (coulomb-iană) între fibrele rețelei

elicoidale ale manșonului împletit; $F_{fc} = f \cdot S_c \cdot p$; f - coeficient de frecare între fibre (0,15-0,25 pentru nylon); S_c - suprafața de contact a fibrelor (a se vedea Cap.4); operatorul $\text{sign}(z)$ ține seama de sensul mișcării, respectiv (+) dacă mușchiul se contractă și (-) dacă se alungește;

F_e - forța elastică pasivă a mușchiului care intervine în cazul întinderii inițiale peste lungimea de repaus l_0 ; $F_e = K(l_0 - l)$ unde K este rigiditatea echivalentă a materialului tubului și împletiturii de fibre.

Ecuația (5.28) descrie **comportarea (modelul) dinamică a mușchiului pneumatic**.

5.5 Calculul termodinamic al mușchiului artificial pneumatic

Pentru a studia procesele ce au loc la nivelul mușchiului artificial pneumatic, se consideră că aerul comprimat conținut de acesta este un sistem termodinamic caracterizat prin mărimi termice de stare: volumul V , presiunea p , temperatura T , masa m și mărimi calorice: energia internă U , entalpia I și entropia S .

În cazul gazelor perfecte, legătura între mărimile termice de stare este exprimată de ecuația fundamentală de stare:

$$pV = mRT \quad (5.29)$$

R - constanta gazelor perfecte; $R = 287 \text{ J / kg K}$.

Transferul de energie între un sistem termodinamic și mediul înconjurător precum și între diferite sisteme termodinamice între ele se poate realiza pe două căi: prin transfer de lucru mecanic L și prin transfer de căldură Q . Nici căldura nici lucrul mecanic nu sunt mărimi de stare, deoarece variația lor într-o transformare nu depinde numai de stările inițială și finală ale gazului ci și de parcursul transformării.

În cazul unei transformări la nivelul unui sistem termodinamic care trece din starea 1 în starea 2, schimburile de căldură și lucru mecanic sunt exprimate de primul principiu al termodinamicii [C7]:

$$U_2 - U_1 = Q_{1,2} - A \cdot L_{1,2} \quad (5.30)$$

$U_{1,2}$ - energiile interne ale sistemului în starea 1 respectiv 2 ;

$Q_{1,2}$ - căldura primită de sistem în timpul transformării din starea 1 în starea 2;

$L_{1,2}$ - lucrul mecanic cedat de sistem în aceeași transformare;

A - echivalentul caloric al unității de lucru mecanic; $A = 426,8 \text{ kcal / kgf m}$.

Sub formă diferențială (5.30) devine:

$$du = dq - A \cdot dl \quad (5.31)$$

u - energia internă specifică; $u = U / m$

q - căldura primită de unitatea de masă de gaz; $dq = dQ / m$ (5.32)

l - lucrul mecanic cedat de unitatea de masă de gaz; $dl = p dv$ (5.33)

v - volumul specific al gazului; $v = V / m$.

În ce privește entalpia, aceasta este egală cu energia internă plus lucrul mecanic de dislocare a volumului de gaz, la presiunea respectivă, care sub formă diferențială se scrie:

$$di = dq + A \cdot v \cdot dp \quad (5.34)$$

i - entalpia specifică; $i = I / m$.

Relațiile (5.31), (5.32), (5.33), (5.34) sunt valabile pentru o **masă constantă** (unitate de masă) de gaz. În cazul real al utilizării mușchilor pneumatici, trebuie să se țină seama de faptul că masele de aer care intră și ies din mușchi sunt **variabile** acestea influențând asupra mărimilor de stare. Modelul de studiu termodinamic al mușchiului artificial pneumatic este prezentat în fig.5.6.

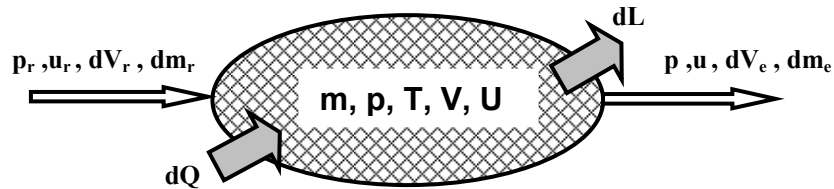


Fig. 5.6 Modelul termodinamic al mușchiului pneumatic

m – masa de aer închisă de membrana mușchiului;
 V – volumul interior al mușchiului;
 p – presiunea aerului din mușchi;
 U – energia internă totală a aerului aflat în mușchi.

În intervalul de timp dt , în mușchi intră (de la rețea) o cantitate de aer dm_r aflată la presiunea de alimentare a rețelei p_r și, în același timp, iese (se evacuează) o cantitate de aer dm_e la presiune aerului din mușchi p . Aerul din mușchi face un schimb de căldură (primește) dQ cu mediul exterior și un schimb de lucru mecanic (cedează) dL prin intermediul conectorilor terminali.

Pornind de la principiul întâi al termodinamicii [R1]: "Într-un sistem izolat energia se conservă indiferent de transformările care au loc în interior" ecuația generală de bilanț energetic a sistemului termodinamic reprezentat de MAP se scrie:

$$\underbrace{\underbrace{dQ}_{\text{caldura primita}} + \underbrace{u_r \cdot dm_r}_{\text{energia internă a aerului care intră în MAP}} + \underbrace{p_r \cdot dV_r}_{\text{lucrul mecanic produs de aerul care intră}}}_{\text{ENERGIA PRIMITĂ de sistem în intervalul dt}} = \underbrace{\underbrace{dU}_{\text{variația energiei interne a sistemului}} + \underbrace{u \cdot dm_e}_{\text{energia internă a aerului care iese}} + \underbrace{p \cdot dV_e}_{\text{lucrul mecanic produs de aerul care iese}} + \underbrace{A \cdot p \cdot dV}_{\text{lucrul mecanic produs de MAP}}}_{\text{ENERGIA CEDATĂ de sistem în intervalul dt}} \quad (5.35)$$

ENERGIA PRIMITĂ
de sistem în intervalul dt

ENERGIA CEDATĂ
de sistem în intervalul dt

$$u_r - \text{energia internă specifică a aerului care intră};$$

$$dV_r - \text{volumul care intră în timpul } dt; dV_r = v_r dm_r \quad (5.36)$$

$$v_r - \text{volumul specific al aerului care intră};$$

$$u - \text{energia internă specifică a aerului din mușchi}; u = U / m; \quad (5.37)$$

$$dV_e - \text{volumul de aer care iese din MAP în timpul } dt; dV_e = v dm_e; \quad (5.38)$$

$$v - \text{volumul specific al aerului din mușchi}; v = V / m \quad (5.39)$$

Înlocuind pe (5.36) și (5.38) în (5.35), se poate scrie:

$$dQ + (u_r + p_r \cdot v_r) \cdot dm_r = dU + (u + p \cdot v) \cdot dm_e + A \cdot p \cdot dV \quad (5.40)$$

$$dQ + i_r \cdot dm_r = dU + i \cdot dm_e + A \cdot p \cdot dV \quad (5.41)$$

A. În cazul unei mase constante de aer, prin diferențierea relațiilor (5.37) și (5.39) se obține:

$$dU = u dm + m du \quad (5.42)$$

$$dV = v dm + m dv \quad (5.43)$$

Împărțind relația (5.41) la m și înlocuind (5.32), (5.42), (5.43) împreună cu:

$$dm = dm_r - dm_e \quad (5.44)$$

se obține:

$$\begin{aligned} dq + i_r \cdot \frac{dm_r}{m} &= u \left(\frac{dm_r - dm_e}{m} \right) + du + i \cdot \frac{dm_e}{m} + A \cdot p \left[v \left(\frac{dm_r - dm_e}{m} \right) + dv \right] = \\ &= u \cdot \frac{dm_r}{m} - u \cdot \frac{dm_e}{m} + du + i \cdot \frac{dm_e}{m} + A \cdot p \cdot v \cdot \frac{dm_r}{m} - A \cdot p \cdot v \cdot \frac{dm_e}{m} + A \cdot p \cdot dv \end{aligned} \quad (5.45)$$

Cantitatea de căldură transferată dq se determină din relația calorimetrică:

$$dQ = m c dT \quad (5.46)$$

care pentru unitatea de masă înseamnă:

$$dq = c dT \quad (5.47)$$

c – căldura specifică (dependentă de presiune, volum și temperatură); c_v – căldura specifică la volum constant; c_p – căldura specifică la presiune constantă.

În cazul gazelor perfecte și al aerului:

$$c_p - c_v = AR \quad (5.48)$$

$$\frac{c_p}{c_v} = \chi \quad (5.49)$$

χ - exponent adiabatic. După înlocuirea în (5.45) a relațiilor derivate din (5.29), (5.47), (5.48), (5.49) se obține:

$$p V = R T \quad (5.50)$$

$$u = c_v T \text{ (la transformarea izocoră: } du = dq) \quad (5.51)$$

$$c_v = AR / \chi - 1 \quad (5.52)$$

$$i = c_p T \text{ (la transformarea izobară: } di = dq) \quad (5.53)$$

$$i / u = c_p / c_v = \chi \quad (5.54)$$

și după ordonare și simplificare se obține ecuația care caracterizează transformarea unei mase constante de aer:

$$dq + (i_r - i) \cdot \frac{dm_r}{m} = du + A \cdot p \cdot dv \quad (5.55)$$

B. În cazul unei mase variabile de aer, în relația (5.41) se fac următoarele înlocuiri:

$$(5.53) \Rightarrow i_r \cdot dm_r = c_p \cdot T_r \cdot dm_r$$

$$i \cdot dm_e = c_p \cdot T \cdot dm_e = c_p \cdot T \cdot dm_r - c_p \cdot T \cdot dm$$

$$(5.42) \Rightarrow dU = c_v \cdot T \cdot dm + m \cdot c_v \cdot dT = c_v (m \cdot dT + T \cdot dm)$$

$$q = c_n T \text{ (la transformarea politropă: } c_n = ct.)$$

$$(c_p - c_n) / (c_v - c_n) = n \quad (5.56)$$

n – exponent politropic.

Din (5.46), (5.49), (5.56) rezultă:

$$dQ = m \cdot c_n \cdot dT = m \cdot c_v \cdot \frac{n - \chi}{n - 1} \cdot dT$$

care înlocuită în (5.41) conduce la:

$$(5.57)$$

$$m \cdot c_v \cdot \frac{n - \chi}{n - 1} \cdot dT + c_p \cdot T_r \cdot dm_r = c_v \cdot m \cdot dT + c_v \cdot T \cdot dm + c_p \cdot T \cdot dm_r - c_p \cdot T \cdot dm + A \cdot p \cdot dV$$

Din (5.29) care $\Rightarrow dT = \frac{p \cdot dV + V \cdot dp}{m \cdot R}$ introdusă în (5.57), împreună cu:

$$c_p = \frac{AR \cdot \chi}{\chi - 1}$$

$$c_v = \frac{AR}{\chi - 1}$$

după simplificări și ordonări, conduce la:

$$V \cdot dp + n \cdot p \cdot dV = n \cdot R \cdot T \cdot dm + \frac{\chi(n-1)}{\chi-1} \cdot (T_r - T) \cdot R \cdot dm_r \quad (5.58)$$

Pentru un sistem de acționare rapid, cum este cazul MAP, se consideră că transferul de căldură este neglijabil adică procesul este **adiabatic** ($n = \chi$) și relația (5.58) devine:

$$\begin{aligned} V \cdot dp + \chi \cdot p \cdot dV &= \chi \cdot R \cdot T \cdot dm_r - \chi \cdot R \cdot T \cdot dm_e + \chi \cdot T_r \cdot R \cdot dm_r - \chi \cdot T \cdot R \cdot dm_r = \\ &= \chi \cdot T_r \cdot R \cdot dm_r - \chi \cdot T \cdot R \cdot dm_e \Rightarrow dp = \frac{\chi}{V} (R \cdot T_r \cdot dm_r - R \cdot T \cdot dm_e - p \cdot dV) \end{aligned} \quad (5.59)$$

care ținând cont de: $p V = m R T$, după împărțire, poate fi pusă și sub o altă formă [D5]:

$$\frac{\dot{p}}{p} + \chi \cdot \frac{\dot{V}}{V} = \chi \cdot \frac{T_r}{T} \cdot \frac{\dot{m}_r}{m} - \chi \cdot \frac{\dot{m}_e}{m} \quad (5.60)$$

Dacă în (5.59) se consideră în plus și că $T_r = T$ (transformare izentropică) se obține:

$$dp = \frac{\chi}{V} [R \cdot T \cdot (dm_r - dm_e) - p \cdot dV] = \frac{\chi}{V} (R \cdot T \cdot dm - p \cdot dV) \quad (5.61)$$

ceea ce sub forma (5.60) devine:

$$\frac{\dot{p}}{p} + \chi \cdot \frac{\dot{V}}{V} = \chi \cdot \frac{(\dot{m}_r - \dot{m}_e)}{m} = \chi \cdot \frac{\dot{m}}{m} \quad (5.62)$$

Pentru a exprima debitul masic de aer \dot{m} ce alimentează mușchiul, de la valva plasată anterior, se consideră ecuațiile ce descriu curgerea aerului prin orificii și ajutaje, la transformări politropice:

$$\dot{G} = \frac{dG}{dt} = \frac{dm}{dt} g = \dot{m} g = a \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \chi}{\chi - 1} \cdot p_0 \cdot \gamma_0 \cdot \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right]} \quad (5.63)$$

în care se observă că debitul de aer ce trece prin ajutoraj, \dot{m} , depinde de secțiunea de trecere a ajutorajului, a , presiunea și masa specifică a aerului din amonte (a sursei), p_0 și γ_0 , de presiunea din aval, p , și de exponentul politropic, n . Datorită dificultăților de determinare pe cale experimentală a lui n acesta este înlocuit în calcule cu exponentul adiabatic, γ , deci se consideră că scurgerea este izentropică. Această aproximare este corectată cu ajutorul unui coeficient de scurgere μ ($\mu \in 0,6 \dots 1$) astfel că (5.63) devine:

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \mu \cdot a \sqrt{\frac{2 \cdot \chi}{\chi - 1} \cdot p_0 \cdot \frac{\gamma_0}{g} \cdot \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{\chi}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\chi+1}{\chi}} \right]} = \mu \cdot a \sqrt{\frac{2 \cdot \chi}{\chi - 1} \cdot p_0 \cdot \frac{p_0 \cdot R \cdot T}{g} \cdot \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{\chi}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\chi+1}{\chi}} \right]} \\ &= \mu \cdot a \cdot p_0 \sqrt{\frac{2 \cdot \chi}{R \cdot T \cdot (\chi - 1)} \cdot \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{\chi}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\chi+1}{\chi}} \right]} \end{aligned} \quad (5.64)$$

Dacă se acceptă că aria de trecere a curentului de aer prin valvă este proporțională cu tensiunea de alimentare de comandă U , $a = cU$ (c - constanta specifică a valvei) și că presiunea sursei este constantă, $p_0 = \text{ct.}$, ecuația (5.64) este de forma:

$$\dot{m} = \Phi(p, U) \quad (5.65)$$

5.6 Concluzii și contribuții

În cadrul acestui capitol, s-a realizat o modelare matematică a mușchiului pneumatic cu împletitură, concretizată în:

- determinarea parametrilor geometrici caracteristici ai mușchiului;
- calculul forței de contracție, funcție de presiunea de alimentare și de gradul de contracție;
- determinarea rigidității/elasticității mușchiului;
- analiza dependenței dintre volumul mușchiului și gradul de contracție;
- stabilirea unui model dinamic al mușchiului pneumatic care să reflecte comportarea în condiții reale a acestuia;
- conceperea unui model termodinamic de calcul al mușchiului pneumatic pe baza analogiei cu motorul pneumatic cu piston și simplă acțiune, precum și calculul debitului masic de alimentare al mușchiului.

Principalele concluzii care se desprind în urma modelării matematice a mușchiului sunt:

- forța dezvoltată de mușchiul pneumatic este puternic neliniară, ea depinzând de presiunea aerului comprimat din interiorul membranei tubulare și de contracția mușchiului respectiv de lungimea acestuia;
- forța scade odată cu creșterea unghiului fibrelor din împletitură;
- volumul interior al mușchiului este de asemenea funcție de gradul de contracție;
- mușchii pneumatici au și o comportare elastică datorată pe de o parte compresibilității aerului și pe de alta, caracteristicilor legate de variația forță-contracție (deplasare);
- ei se caracterizează și printr-o ușoară amortizare datorată caracterului fluidului de lucru puternic compresibil;
- mușchiul pneumatic poate fi modelat ca un sistem termodinamic în cadrul căruia au loc transformări adiabatice ale unei mase de aer variabile, care-și modifică volumul odată cu modificarea presiunii;

- debitul masic de aer cu care valva pneumatică alimentează mușchiul este proporțional cu tensiunea de alimentare a valvei (lucru care va fi util în cercetarea experimentală) și depinde de presiunea de alimentare.

Bibliografie

[C4], [C7], [D3], [D12], [D17], [D18], [D20], [K1], [R1]

6. CONTRIBUȚII LA MODELAREA CINEMATICĂ A CORPULUI UMAN

Modelul este o reprezentare a aspectelor esențiale ale unui sistem. În biomecanică – știință care aplică legile mecanicii în biologie - modelarea este îndreptată asupra biosistemelor: celule, țesuturi, organisme. Acestea se bucură de proprietăți și caracteristici specifice care lipsesc altor sisteme funcționale: materia vie are capacitatea de a crește, de a se autoreface, de a se resorbi. Țesutul viu își poate schimba dimensiunile și uneori proprietățile mecanice în funcție de solicitările externe precum și ca urmare a unor procese biochimice din interior.

În același timp știință fundamentală și aplicată, biomecanica studiază aspectele generale ale fenomenelor mecanice din organismele vii și implicațiile lor fiziologice, comportamentale și terapeutice. Biomecanica este în același timp o știință inter- și multidisciplinară aflată la granița între: mecanică, biologie, medicină, robotică, protetică.

Împreună cu anatomia funcțională, biomecanica face parte din domeniul larg al științelor exacte. Întrucât comportarea biomecanică și adaptarea funcțională a organismului uman este una deosebit de complexă ea nu poate fi integral descrisă și interpretată din punct de vedere matematic. Totuși, pentru studierea biomecanică și anatomofuncțională a diverselor mișcări executate de om se pot enunța principii cu caracter general dar și ipoteze simplificatoare care să ușureze analiza și modelarea.

În activitatea de protezare, primele cerințe ce trebuie respectate sunt cele *cinematice* prin similitudine cu structura, funcționarea și estetica segmentului uman protezat. Studiul amănunțit al cinematicii gesturilor umane uzuale, în condițiile aplicării unor constrângeri anatomice și fiziologice, conduce la realizarea de proteze mecanice capabile să reproducă aceste mișcări.

6.1 Biocinematica corpului uman

Mobilitatea mare a organismului uman conduce la modelarea sistemului osteo-articular ca o structură (mecanism) spațială de o complexitate apreciabilă și cu un număr mare de grade de libertate.

Cu toate că sunt articulații cu mobilități complexe (articulația umărului, articulația mâinii ș.a), modelele folosite prevăd maxim trei grade de libertate pentru o articulație. De asemenea, nu toate articulațiile prezintă aceeași importanță privite prin prisma activității de protezare și ortezare. Această apreciere ține seama de necesarul minim de mobilitate pe care o structură exoscheletică care susține la exterior scheletul uman, îl solicită.

În consecință se propune un model ce poate fi considerat complet, ca cel din fig.6.1, care prezintă lanțurile cinematice al corpului uman în care articulațiilor le corespund cuple cinematice (tehnice) având 1, 2 sau 3 grade de libertate. Acesta este un model redundant având în vedere că pentru fiecare poziție și/sau orientare singulară a brațului sau piciorului se activează un număr mare de articulații, ceea ce înseamnă un sistem complex cu multe grade de libertate.

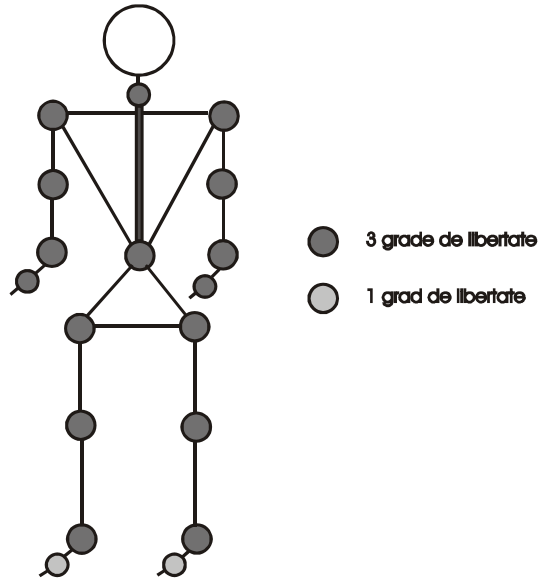


Fig. 6.1 Modelul complet al corpului uman

Datorită dificultăților legate de interpretarea și rezolvarea matematică a ecuațiilor diferențiale care descriu astfel de mecanisme și în general a complexității biomecanismului uman, se recurge la modele simplificate. Acestea trebuie să permită un grad minim acceptat de funcționalitate, cu respectarea unui număr de mobilități esențiale în articulații, fiind utile în conceperea sistemelor exoscheletice. În tabelul 6.1 sunt prezentate minimum de grade de libertate ce caracterizează un sistem exoscheletic.

Tabelul 6.1

Articulația	Nr. grade libertate	Tipul mișcării
Degetele plantei	1	Flexie-extensie
Glezni	1	Flexie-extensie
Genunchi	1	Flexie
Șold	2	Flexie-extensie, adducție-abducție
Pelvis	3	Rotații în plan coronal, sagital și transversal
Umăr	3	Flexie-extensie, adducție-abducție, rotație internă-externă
Cot	2	Flexie, supinație-pronație
Încheietura palmei	2	Flexie-extensie, adducție-abducție

Apreciind că activitatea de protezare/ortezare se adresează în principal segmentelor corpului uman care asigură locomoția și prehensiunea, se poate considera un model simplificat al organismului uman ca în fig.6.2.

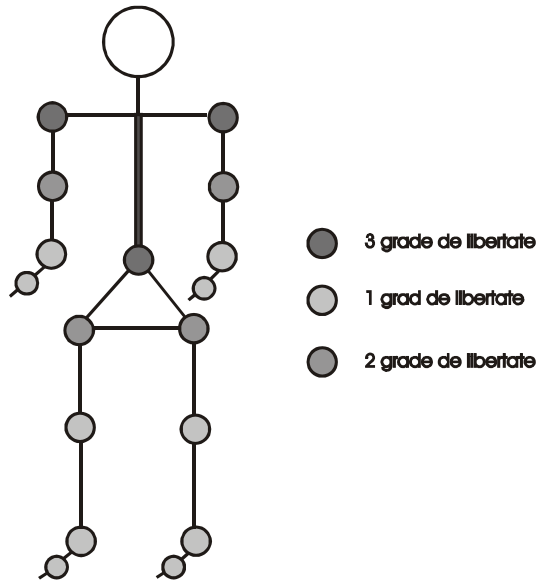


Fig. 6.2 Modelul redus al corpului uman

Pentru modelarea cinematică a corpului uman s-a folosit convenția Denavit-Hartenberg preluată din robotică [D27], cel mai frecvent utilizată datorită similitudinii între modul de legare al elementelor corpului uman și elementelor unui robot. Potrivit acesteia, sistemul osteoarticular uman poate fi privit ca o înlanțuire de corpuri rigide având fiecare, cupla motoare la un capăt iar la celălalt capăt atașat un sistem de referință triortogonal. Rezultă o succesiune de sisteme de referință dintre care primul este considerat *sistemul de referință de bază (fix)* $x_0y_0z_0O_0$ plasat cu originea la jumătate din lățimea bazinului (solidar cu pelvisul) - pentru membrul inferior și în centrul centurii scapulare- pentru membrul superior, celelalte sisteme de axe fiind plasate în articulații (cuplele cilindrice de rotație) la distanțe relative dictate de dimensiunile anatomice.

Trecerea de la un sistem de referință la altul se realizează printr-o succesiune de transformări omogene aplicate matricelor care exprimă *poziția și orientarea* fiecărui element component în raport cu anteriorul. Matricea de transfer care face legătura între două elemente alăturate (i-1) și (i) este ${}^{i-1}T_i$ și are ca singură mărime dependentă de timp (variabila articulară a cuplei, q_i) *unghiul de rotație* θ_i în jurul axei $O_{i-1}z_{i-1}$ a cuplei respective (i). În afară de aceasta, transformările succesive pentru a trece de la sistemul de referință $x_{i-1}y_{i-1}z_{i-1}O_{i-1}$ atașat elementului (i-1) la sistemul $x_iy_iz_iO_i$ al elementului (i) mai presupun:

- o *translație* d_i în lungul axei $O_{i-1}z_{i-1}$;
- o *translație* L_i în lungul axei $O_i x_i$;
- o *rotație de unghi* α_i în jurul axei $O_i x_i$.

Parametrii geometrici d_i, L_i, α_i sunt mărimi constante.

Matricea de transfer ${}^{i-1}\mathbf{T}_i$ are forma:

$${}^{i-1}\mathbf{T}_i = \begin{bmatrix} \cos \theta_i & -\sin \theta_i \cos \alpha_i & \sin \theta_i \sin \alpha_i & L_i \cos \theta_i \\ \sin \theta_i & \cos \theta_i \cos \alpha_i & -\cos \theta_i \sin \alpha_i & L_i \sin \theta_i \\ 0 & \sin \alpha_i & \cos \alpha_i & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6.1)$$

iar matricea generală care exprimă *poziția* și *orientarea* ultimului corp al lanțului față de reperul fix, \mathbf{G}_n :

$$\mathbf{G}_n = {}^0T_1 \cdot {}^1T_2 \cdot {}^2T_3 \cdot \dots \cdot {}^{n-1}T_n = \begin{bmatrix} n_x & o_x & a_x & p_x \\ n_y & o_y & a_y & p_y \\ n_z & o_z & a_z & p_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6.2)$$

n -versorul normal, definește axa Ox; o -versorul de orientare, definește axa Oy; a -versorul de apropiere, definește axa Oz; p -vectorul de poziție al originii sistemului de referință atașat ultimului element.

Prin calcularea matricei \mathbf{G}_n și identificarea elementelor sale se obțin *ecuațiile cinematice* scalare care materializează **modelul cinematic** al biosistemului analizat.

6.2 Modelarea membrului inferior liber

6.2.1 Biosistemul membrului inferior liber

Membrele inferioare umane (picioarele) sunt specializate în susținerea corpului și asigurarea deplasării bipede. În cadrul modelului din fig. 6.1 s-au luat în considerare articulațiile majore prevăzute cu principalele mișcări caracteristice:

- **articulația șoldului (coxofemurală)** având 3 grade de libertate (trimobilă) și căreia îi corespunde o *cuplă sferică*. La nivelul său se pot produce următoarele mișcări distincte ale femurului (coapsei) în raport cu soclul rigid al bazinului (centura pelviană): **flexia-extensia**, **adducția-abducția** și **rotația externă(laterală)-internă(medială)**, prin combinarea cărora rezultă mișcarea de **circumducție**;

- **articulația genunchiului** (cea mai mare a corpului uman) considerată ca având în principal 3 grade de libertate. Mișcările de la nivelul genunchiului sunt: **flexia-extensia** între femur și tibie (o mișcare combinată de rostogolire cu alunecare în **articulația tibiofemurală**) și **rotația externă-internă** (prin răsucirea gambei pe coapsă sau invers, asociată mișcărilor de flexie-extensie și cu participarea **articulației tibiofibulară**). La acestea se adaugă mișcarea pasivă de **înclinare laterală-medială** (care constă în rotirea, restricționată de ligamente, a tibiei în raport cu femurul menținut fix și flexat). În multe situații, prin neglijarea mobilităților secundare reduse și mai puțin importante, se poate considera că

genunchiul are 1 grad de libertate dat de flexia-extensia articulației femurotibio Patelare și deci se poate modela printr-o simplă cuplă de rotație.

- **articulațiile gleznei** considerate ca având 3 grade de libertate. Dintre mișcările caracteristice zonei gleznei două sunt semnificative: **flexia dorsală** (dorsiflexia sau flexia tălpii)-**flexia plantară** (plantarflexia sau extensia tălpii) realizate la nivelul **articulației talocrurale** între tibie, fibulă și talus și **inversia-eversia** de la nivelul **articulației talotarsale** unde se produce o mișcare rezultantă de „răsturnare” a tălpii (spre interior sau spre exterior) între talus și calcaneu. La acestea se adaugă mișcarea de **abducție-adducție** a piciorului care împreună cu celelalte joacă un rol important în deplasare sau menținerea echilibrului în poziții critice. Între oasele tarsale și metatarsale, la nivelul articulațiilor tarsometatarsale și intermetatarsiene se produc mobilități reduse care pot fi neglijate într-un model simplificat.

- **articulațiile degetelor** care cuprind articulațiile metatarsofalangiene în care pe lângă principala mișcare de **flexie-extensie** se execută și **abducție-adducție** dar cu amplitudini mici și articulațiile între falangele degetelor (**interfalangiene**) cu mișcările de **flexie-extensie** a acestora.

Pentru modelul complet al membrului inferior liber (ca în fig.6.1) s-au reținut 4 articulații importante însumând 10 grade de libertate.

6.2.2 Modelul cinematic simplificat al membrului inferior

Folosind ipoteza simplificatoare că toate mișcările combinate permise de articulații pot fi modelate prin suprapunerea unor cuple simple (cu un grad de libertate) în principal de rotație, modelul cinematic redus (simplificat) al membrului inferior este caracterizat printr-un lanț cinematic având 5 grade de libertate cum se poate vedea din fig. 6.3 (și fig. 6.2) și tabelul 6.1. Acesta este compus, în exclusivitate, din **articulații cilindrice** care realizează fiecare o unică mișcare principală și anume cea de rotație cu axă fixă. Mișcările suplimentare de translație (alunecare) nu sunt considerate esențiale pentru stabilirea legilor de mișcare ale extremităților în cadrul modelării biomecanice a corpului uman și sunt neglijate.

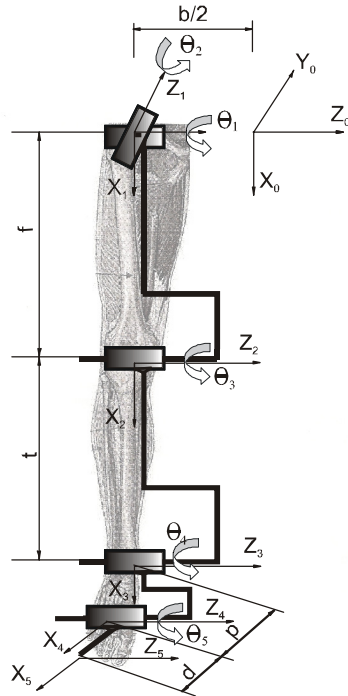


Fig. 6.3 Modelul redus al membrului inferior liber

Pentru aceasta s-au considerat doar mișcarea de adducție-abducție de la nivelul **șoldului** precum și mișcările de flexie-extensie de la nivelul articulațiilor: **coxofemurală**, a **genunchiului**, a **gleznei** și **metatarsofalangiene**. În cazul membrului inferior liber (considerat ca lanț cinematic deschis) sistemul de referință fix $x_0y_0z_0O_0$ se plasează în punctul aflat la jumătate din lățimea bazinului, celelalte sisteme respectând convenția Denavitt-Hartenberg.

Variabilele articulare sunt prezentate în tabelul 6.2, în concordanță cu fig. 6.3

Tabelul 6.2

Articulația	θ_i	α_i	d_i	L_i	$\sin\alpha_i$	$\cos\alpha_i$
1	q_1	90°	$-b/2$	0	1	0
2	q_2	-90°	0	f	-1	0
3	q_3	0°	0	t	0	1
4	q_4-90°	0°	0	p	0	1
5	q_5	0°	0	d	0	1

Pentru a ilustra corect postura statică a membrului inferior în poziția inițială a lanțului cinematic s-a aplicat, în articulația 4, o rotație constantă cu 90° variabilei articulare q_4 .

Considerăm dimensiunile anatomice pentru o persoană de statură medie:

- b - lățimea bazinului (sacrului) = 40 mm;
- f - lungimea femurului = 42 mm;
- t - lungimea tibiei = 35 mm;
- p - lungimea plantei (tars-metatars) = 15 mm;
- d - lungimea degetelor (falangelor) = 5 mm.

Mișcările din articulații trebuie să respecte limitările anatomice impuse variabilelor articulare:

$$q_1 \in [-30^\circ, 70^\circ] ; q_2 \in [-30^\circ, +70^\circ] ; q_3 \in [0^\circ, +150^\circ] ; q_4 \in [-15^\circ, +70^\circ] ; q_5 \in [0^\circ, +35^\circ].$$

Matricea generală G_5 , care se referă la poziția și orientarea sistemului de referință atașat degetelor piciorului, în raport cu sistemul fix, se obține ca produs al matricelor de transfer:

$$G_5 = {}^0T_1 \cdot {}^1T_2 \cdot {}^2T_3 \cdot {}^3T_4 \cdot {}^4T_5 \quad (6.3)$$

$${}^0T_1 = \begin{bmatrix} \cos \theta_1 & 0 & \sin \theta_1 & 0 \\ \sin \theta_1 & 0 & -\cos \theta_1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -b/2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad {}^1T_2 = \begin{bmatrix} \cos \theta_2 & 0 & -\sin \theta_2 & f \times \cos \theta_2 \\ \sin \theta_2 & 0 & \cos \theta_2 & f \times \sin \theta_2 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$${}^2T_3 = \begin{bmatrix} \cos \theta_3 & -\sin \theta_3 & 0 & t \times \cos \theta_3 \\ \sin \theta_3 & \cos \theta_3 & 0 & t \times \sin \theta_3 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$${}^3T_4 = \begin{bmatrix} \cos \theta_4 & -\sin \theta_4 & 0 & p \times \cos \theta_4 \\ \sin \theta_4 & \cos \theta_4 & 0 & p \times \sin \theta_4 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$${}^4T_5 = \begin{bmatrix} \cos \theta_5 & -\sin \theta_5 & 0 & d \times \cos \theta_5 \\ \sin \theta_5 & \cos \theta_5 & 0 & d \times \sin \theta_5 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6.4)$$

Se fac următoarele notații, pentru simplificarea scrierii:

$$s_i = \sin \theta_i ; c_i = \cos \theta_i \quad (6.5)$$

Folosind utilitarul Matlab, se scrie o secvență de program (în Anexe) pentru efectuarea calculului matricial. Rezultă matricea G_5 a cărei componente se identifică, element cu element, obținându-se în final pozițiile extremităților degetelor, relativ la sistemul de referință fix:

$$\begin{aligned} p_x &= G_5(1,4) = ((c_1*c_2*c_3 - s_1*s_3)*c_4 + (-c_1*c_2*s_3 - s_1*c_3)*s_4)*d*c_5 + (-c_1*c_2*c_3 - s_1*s_3)*s_4 + (-c_1*c_2*s_3 - s_1*c_3)*c_4)*d*s_5 + (c_1*c_2*c_3 - s_1*s_3)*p*c_4 + (-c_1*c_2*s_3 - s_1*c_3)*p*s_4 + c_1*c_2*t*c_3 - s_1*t*s_3 + c_1*f*c_2 \\ p_y &= G_5(2,4) = ((s_1*c_2*c_3 + c_1*s_3)*c_4 + (-s_1*c_2*s_3 + c_1*c_3)*s_4)*d*c_5 + (-s_1*c_2*c_3 + c_1*s_3)*s_4 + (-s_1*c_2*s_3 + c_1*c_3)*c_4)*d*s_5 + (s_1*c_2*c_3 + c_1*s_3)*p*c_4 + (-s_1*c_2*s_3 + c_1*c_3)*p*s_4 + s_1*c_2*t*c_3 + c_1*t*s_3 + s_1*f*c_2; \\ p_z &= G_5(3,4) = (s_2*c_3*c_4 - s_2*s_3*s_4)*d*c_5 + (-s_2*c_3*s_4 - s_2*s_3*c_4)*d*s_5 + s_2*c_3*p*c_4 - s_2*s_3*p*s_4 + s_2*t*c_3 + f*s_2 - 1/2*b. \end{aligned} \quad (6.6)$$

Dacă se consideră articulația genunchiului, una dintre cele mai importante ale corpului uman, cu mișcarea determinantă de flexie, având variabila articulară θ_3 și considerând că celelalte articulații ale membrului inferior sunt imobile, se evidențiază poziționarea extremității distale a membrului în plan sagital, ca în fig.6.4.

Pe baza relațiilor (6.6) și pentru dimensiunile anatomice considerate, introduse în programul Mathcad, s-au calculat efectiv valorile p_x , p_y , p_z și s-au trasat graficele din figurile 6.5, 6.6 și 6.7.

Apoi s-a trecut la articulația șoldului, considerând unica mobilitate de variabilă articulară θ_1 , pentru care s-au efectuat de asemenea calculele și s-au trasat graficele din fig.6.8.

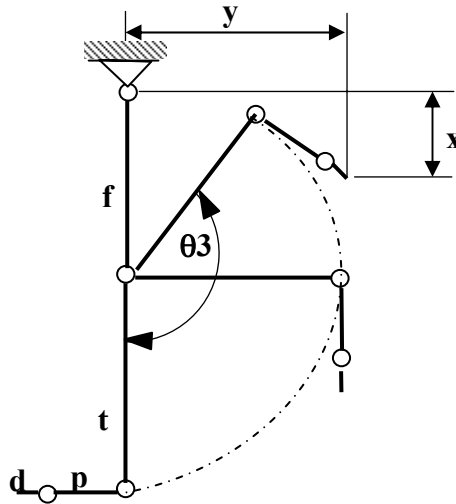


Fig. 6.4 Poziționarea distală în cazul mișcării de rotație din articulația genunchiului

$$\begin{array}{l} \theta_1 := 0 \quad \theta_2 := 0 \quad \theta_4 := \frac{-\pi}{2} \quad \theta_5 := 0 \quad b := 40 \quad f := 42 \\ t := 35 \quad p := 15 \quad d := 5 \end{array}$$

$$py_1(\theta_3) := [(\sin(\theta_1) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \cos(\theta_3) + \cos(\theta_1) \cdot \sin(\theta_3)) \cos(\theta_4) + (-1 \cdot \sin(\theta_1) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \sin(\theta_3) + \cos(\theta_1) \cdot \sin(\theta_3)) \sin(\theta_4)] \cdot p \cdot \cos(\theta_4)$$

$$py_2(\theta_3) := [(-1 \cdot \sin(\theta_1) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \cos(\theta_3) + \cos(\theta_1) \cdot \sin(\theta_3)) \sin(\theta_4) + (-1 \cdot \sin(\theta_1) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \sin(\theta_3) + \cos(\theta_1) \cdot \sin(\theta_3)) \cos(\theta_4)] \cdot p \cdot \sin(\theta_4)$$

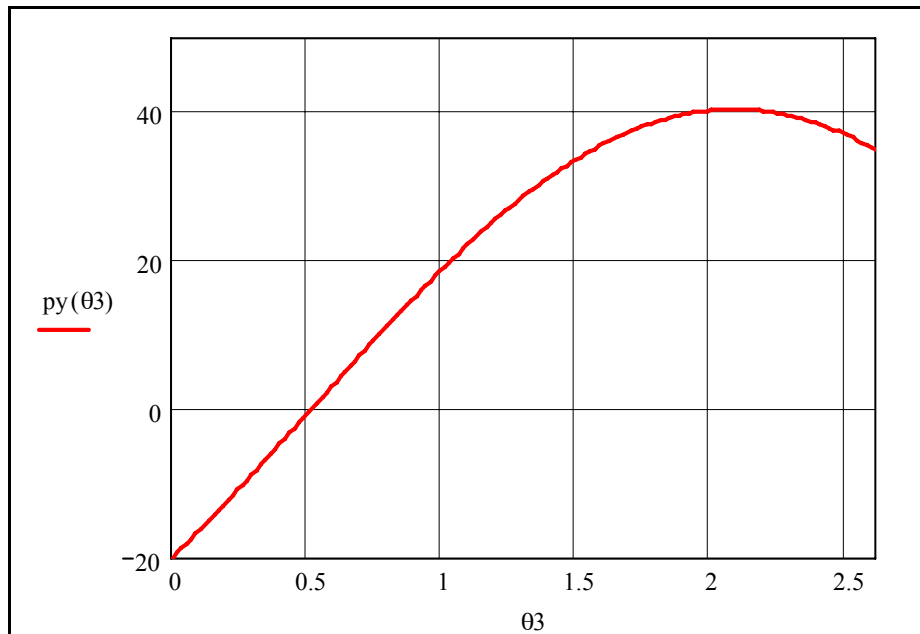
$$py_3(\theta_3) := (\sin(\theta_1) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \cos(\theta_3) + \cos(\theta_1) \cdot \sin(\theta_3)) \cdot p \cdot \cos(\theta_4)$$

$$py_4(\theta_3) := (-1 \cdot \sin(\theta_1) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \sin(\theta_3) + \cos(\theta_1) \cdot \cos(\theta_3)) \cdot p \cdot \sin(\theta_4)$$

$$py_5(\theta_3) := \sin(\theta_1) \cdot \cos(\theta_2) \cdot t \cdot \cos(\theta_3) + \cos(\theta_1) \cdot t \cdot \sin(\theta_3) + \sin(\theta_1) \cdot f \cdot \cos(\theta_2)$$

$$py(\theta_3) := py_1(\theta_3) + py_2(\theta_3) + py_3(\theta_3) + py_4(\theta_3) + (py_5(\theta_3))$$

$$\theta_3 := 0 \cdot \frac{\pi}{180}, 1 \cdot \frac{\pi}{180} \dots 150 \cdot \frac{\pi}{180}$$



$$py(0) = -20$$

$$py\left(\frac{\pi}{2}\right) = 35$$

$$py\left(150 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 34.821$$

$$py(\theta_3) := 40.311$$

Fig. 6.5 Reprezentarea grafică $py(\theta_3)$

$$px(\theta_3) := [(\cos(\theta_1) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \cos(\theta_3) - \sin(\theta_1) \cdot \sin(\theta_3)) \cdot \cos(\theta_4) + (-\cos(\theta_1) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \sin(\theta_3) - \sin(\theta_1) \cdot \cos(\theta_3)) \cdot \sin(\theta_4)] \cdot d \cdot \cos(\theta_5)$$

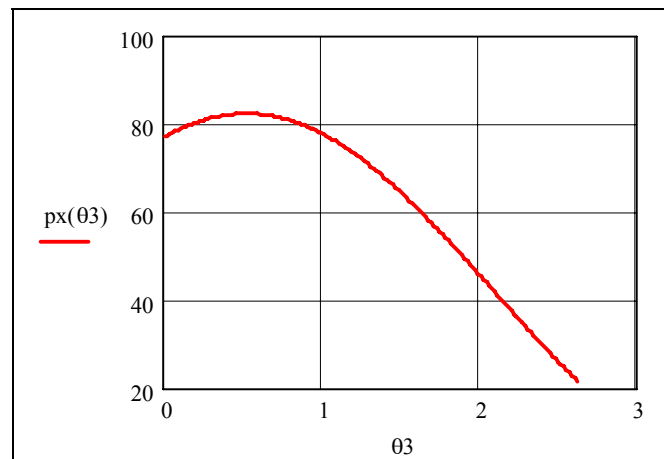
$$px(\theta_3) := [-1 \cdot (\cos(\theta_1) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \cos(\theta_3) - \sin(\theta_1) \cdot \sin(\theta_3)) \cdot \sin(\theta_4) + (-\cos(\theta_1) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \sin(\theta_3) - \sin(\theta_1) \cdot \cos(\theta_3)) \cdot \cos(\theta_4)] \cdot d \cdot \sin(\theta_5)$$

$$px(\theta_3) := (\cos(\theta_1) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \cos(\theta_3) - \sin(\theta_1) \cdot \sin(\theta_3)) \cdot p \cdot \cos(\theta_4) + (-\cos(\theta_1) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \sin(\theta_3) - \sin(\theta_1) \cdot \cos(\theta_3)) \cdot p \cdot \sin(\theta_4)$$

$$px(\theta_3) := \cos(\theta_1) \cdot \cos(\theta_2) \cdot t \cdot \cos(\theta_3) - \sin(\theta_1) \cdot t \cdot \sin(\theta_3) + \cos(\theta_1) \cdot f \cdot \cos(\theta_2)$$

$$px(\theta_3) := px(\theta_3) + px(\theta_3) + px(\theta_3) + px(\theta_3)$$

$$\theta_3 := 0 \cdot \frac{\pi}{180}, 1 \cdot \frac{\pi}{180} \dots 150 \cdot \frac{\pi}{180}$$



$$px(0) = 77$$

$$px\left(\frac{\pi}{2}\right) = 62$$

$$px\left(150 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 21.689$$

$$px(\theta_3) := 82.311$$

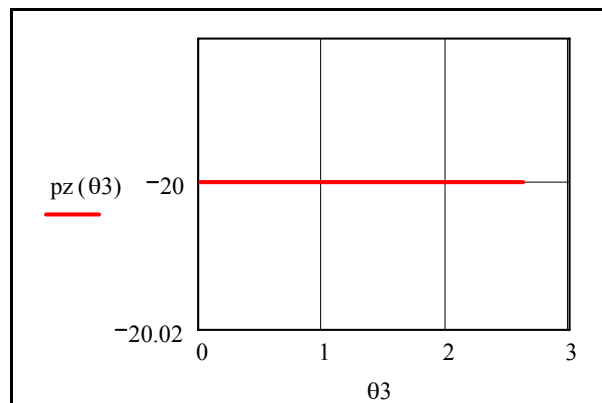
Fig. 6.6 Reprezentarea grafică $px(\theta_3)$

$$pz^{(B)} := (\sin(\theta_2) \cdot \cos(\theta_3) \cdot \cos(\theta_4) - \sin(\theta_2) \cdot \sin(\theta_3) \cdot \sin(\theta_4)) \cdot d \cdot \cos(\theta_5) + (-\sin(\theta_2) \cdot \cos(\theta_3) \cdot \sin(\theta_4) - \sin(\theta_2) \cdot \sin(\theta_3) \cdot \cos(\theta_4)) \cdot d \cdot \sin(\theta_5)$$

$$pz^{(P)} := \sin(\theta_2) \cdot \cos(\theta_3) \cdot p \cdot \cos(\theta_4) - \sin(\theta_2) \cdot \sin(\theta_3) \cdot p \cdot \sin(\theta_4) + \sin(\theta_2) \cdot t \cdot \cos(\theta_4) + f \cdot \sin(\theta_2) - \frac{1 \cdot b}{2}$$

$$pz^{(O)} := pz^{(B)} + pz^{(P)}$$

$$\theta_3 := 0 \cdot \frac{\pi}{180}, 1 \cdot \frac{\pi}{180} .. 150 \cdot \frac{\pi}{180}$$



$$pz(\theta_3) = -20$$

Fig. 6.7 Reprezentarea grafică $px(\theta_3)$

$$\begin{array}{llllll} \theta_2 := 0 & \theta_3 := 0 & \theta_4 := \frac{\pi}{2} & \theta_5 := 0 & b := 40 & f := 42 \\ t := 35 & p := 15 & d := 5 & & & \end{array}$$

$$px1(\theta_1) := [(\cos(\theta_1) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \cos(\theta_3) - \sin(\theta_1) \cdot \sin(\theta_3)) \cdot \cos(\theta_4) + (-1 \cdot \cos(\theta_1) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \sin(\theta_3) - \sin(\theta_1) \cdot \cos(\theta_3)) \cdot \sin(\theta_4)] \cdot d \cdot \cos(\theta_5)$$

$$px2(\theta_1) := [-1 \cdot (\cos(\theta_1) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \cos(\theta_3) - \sin(\theta_1) \cdot \sin(\theta_3)) \cdot \sin(\theta_4) + (-\cos(\theta_1) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \sin(\theta_3) - \sin(\theta_1) \cdot \cos(\theta_3)) \cdot \cos(\theta_4)] \cdot d \cdot \sin(\theta_5)$$

$$px3(\theta_1) := (\cos(\theta_1) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \cos(\theta_3) - \sin(\theta_1) \cdot \sin(\theta_3)) \cdot p \cdot \cos(\theta_4) + (-\cos(\theta_1) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \sin(\theta_3) - \sin(\theta_1) \cdot \cos(\theta_3)) \cdot p \cdot \sin(\theta_4)$$

$$px4(\theta_1) := \cos(\theta_1) \cdot \cos(\theta_2) \cdot t \cdot \cos(\theta_3) - \sin(\theta_1) \cdot t \cdot \sin(\theta_3) + \cos(\theta_1) \cdot f \cdot \cos(\theta_2)$$

$$px(\theta_1) := px1(\theta_1) + px2(\theta_1) + px3(\theta_1) + px4(\theta_1)$$

$$\begin{aligned}
 py1(\theta_1) &:= [(\sin(\theta_1) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \cos(\theta_3) + \cos(\theta_1) \cdot \sin(\theta_3)) \cos(\theta_4) + (-1 \cdot \sin(\theta_1) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \sin(\theta_3) + \cos(\theta_1) \cdot \cos(\theta_3)) \cdot \sin(\theta_4)] \cdot d \cdot \cos(\theta_5) \\
 py2(\theta_1) &:= [(-1 \cdot \sin(\theta_1) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \cos(\theta_3) + \cos(\theta_1) \cdot \sin(\theta_3)) \sin(\theta_4) + (-1 \cdot \sin(\theta_1) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \sin(\theta_3) + \cos(\theta_1) \cdot \cos(\theta_3)) \cdot \cos(\theta_4)] \cdot d \cdot \sin(\theta_5) \\
 py3(\theta_1) &:= (\sin(\theta_1) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \cos(\theta_3) + \cos(\theta_1) \cdot \sin(\theta_3)) \cdot p \cdot \cos(\theta_4) \\
 py4(\theta_1) &:= (-1 \cdot \sin(\theta_1) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \sin(\theta_3) + \cos(\theta_1) \cdot \cos(\theta_3)) \cdot p \cdot \sin(\theta_4) \\
 py5(\theta_1) &:= \sin(\theta_1) \cdot \cos(\theta_2) \cdot t \cdot \cos(\theta_3) + \cos(\theta_1) \cdot t \cdot \sin(\theta_3) + \sin(\theta_1) \cdot f \cdot \cos(\theta_2) \\
 py(\theta_1) &:= py1(\theta_1) + py2(\theta_1) + py3(\theta_1) + py4(\theta_1) + (py5(\theta_1)) \\
 pz1(\theta_1) &:= (\sin(\theta_2) \cdot \cos(\theta_3) \cdot \cos(\theta_4) - \sin(\theta_2) \cdot \sin(\theta_3) \cdot \sin(\theta_4)) \cdot d \cdot \cos(\theta_5) + (-\sin(\theta_2) \cdot \cos(\theta_3) \cdot \sin(\theta_4) - \sin(\theta_2) \cdot \sin(\theta_3) \cdot \cos(\theta_4)) \cdot d \cdot \sin(\theta_5) \\
 pz2(\theta_1) &:= \sin(\theta_2) \cdot \cos(\theta_3) \cdot p \cdot \cos(\theta_4) - \sin(\theta_2) \cdot \sin(\theta_3) \cdot p \cdot \sin(\theta_4) + \sin(\theta_2) \cdot t \cdot \cos(\theta_4) + f \cdot \sin(\theta_2) - \frac{1 \cdot b}{2} \\
 pz(\theta_1) &:= pz1(\theta_1) + pz2(\theta_1)
 \end{aligned}$$

$$\theta_1 := -30 \cdot \frac{\pi}{180}, -29 \cdot \frac{\pi}{180} \dots 70 \cdot \frac{\pi}{180}$$

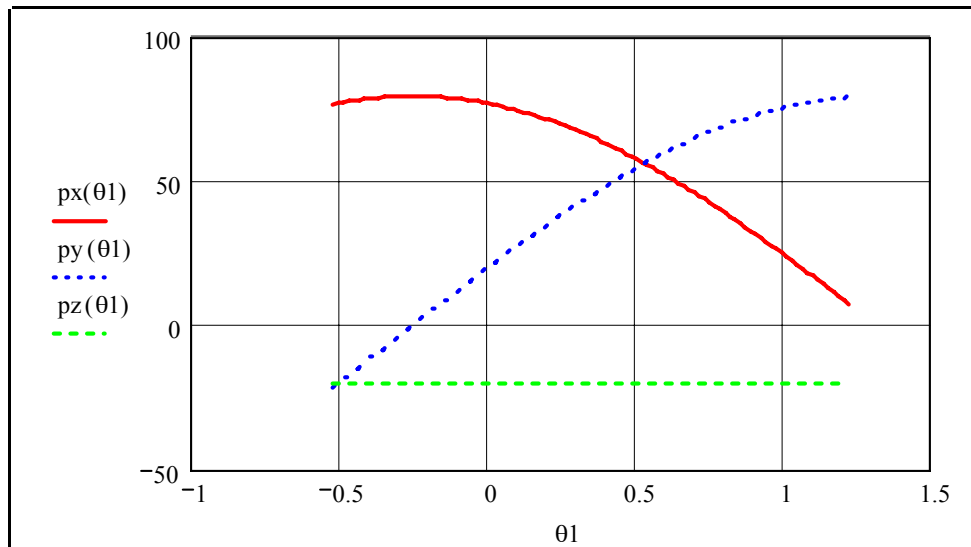


Fig. 6.8 Reprezentările grafice $px(\theta_1)$, $py(\theta_1)$, $pz(\theta_1)$,

$$px\left(-30 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 76.684 \quad px(0) = 77 \quad px\left(70 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 7.542$$

$$px(\theta_1) := 79.553$$

$$py\left(-30 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = -21.179 \quad py(0) = 20 \quad py\left(70 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 79.197$$

$$pz(\theta_1) = -20$$

Din figurile 6.5-6.8 se constată următoarele:

- când piciorul este în poziție verticală cu genunchiul neflexat, valoarea lui py este chiar mărimea tălpii (plantă+degete), adică 20 mm iar px este lungimea piciorului (femur+tibie) de 77 mm;
- când piciorul este flexat la 90° valoarea lui py este chiar lungimea tibiei, adică 35 mm în timp ce px are valoarea de 62 mm (femur+plantă+degete);
- când piciorul este flexat la maxim (150°) valoarea lui py este 34,821 mm iar a lui px de 21,689 mm;
- valoarea maximă a distanței distale py este de 40,311 mm iar a lui $px=82,311$ mm;
- indiferent de valoarea lui θ_3 , distanța pz rămâne constantă și egală cu jumătate din lățimea bazinului, adică 20 mm;
- dacă s-a considerat ca unică mobilitate mișcarea de flexie-extensie din șold (θ_1), se constată și aici că pentru poziția verticală a piciorului ($\theta_1=0$), px este egal cu 77 mm iar $py=20$ mm;
- pentru flexia maximă a șoldului $px=76,684$ mm iar $py=21,179$ mm;
- și în cazul variabilei θ_1 distanța pz rămâne constantă și egală cu 20 mm.

Toate aceste constatări rezultate din calcul, care sunt în conformitate cu situația reală a membrului inferior liber, validează modelul simplificat conceput în lucrare și-i atestă aplicabilitatea.

6.3 Modelarea membrului superior liber

6.3.1 Biosistemul membrului superior liber

Membrele superioare umane (brațele) au principala funcție aceea de prehensiune (manevrabilitate) pentru îndeplinirea căreia membrul superior liber dispune de următoarele articulații principale, după cum se vede în fig.6.1, cu mișcări permise după cum urmează:

- **articulația umărului (scapulohumerală)** are 3 grade de libertate și următoarele mișcări permise: **flexie-extensie** (ridicarea-coborârea înainte și înapoi a brațului), **adducția-abducția** (mișcarea de coborâre și ridicare a brațului în lateral) și **rotația internă-externă** a umărului. Această articulație se modelează

cinematic prin suprapunerea a 3 cuple simple de rotație, câte una pentru fiecare mișcare.

- **articulația cotului** este formată din 3 articulații diferite: humeroulnară, humeroradială și radioulnară proximală dar la nivelul căreia se execută două mișcări distincte: **flexia-extensia** antebrăului relativ la braț (mișcare realizată cu participarea primelor două articulații) și **pronația-supinația** (mișcarea de rotație combinată a radiusului și ulnei în articulația radioulnară). În cazul modelelor reduse ale membrului superior articulația cotului se modelează prin două cuple de rotație corespunzătoare flexiei brațului și pronației-supinației antebrăului.

- **articulațiile mâinii** (încheietura mâinii) în care intră: **articulațiile radiocarpene**, intercarpiene, carpometacarpene și intermetacarpene dintre care prima este esențială. La nivelul ei mișcările permise sunt: **flexia-extensia** palmei, **adducția-abducția**, **pronația-supinația** și prin combinarea lor în ordinea: flexie-abducție-extensie-adducție rezultând mișcarea de circumducție. În fiecare din aceste articulații pe lângă mișcările de rotație se pot executa și translații (microdeplasări) de amplitudini reduse motiv pentru care ele se pot neglija, modelarea articulației mâinii făcându-se prin 3 cuple de rotație corespunzător celor 3 rotații.

- **articulațiile degetelor** unde intră: **articulațiile metacarpofalangiene** cu 2 grade de libertate și 2 mișcări permise: **flexia-extensia** și **adducția-abducția** primei falange (această mișcare din urmă putând fi neglijată astfel că modelarea se face doar printr-o cuplă de rotație) și **articulațiile interfalangiene** ce permit **flexia-extensia** degetelor și care pot fi modelate de asemenea prin cuple simple de rotație cu 1 grad de libertate fiecare.

Pentru a asigura funcția de prehensiune proprie mâinii la articulațiile celor patru degete se adaugă **articulația policelui** care permite o mișcare compusă din 2 rotații: **adducție-abducție** și **opozitie-repozitie** prin care policele este apropiat-depărtat de degetul al 2-lea și respectiv (prin rotire) față de celelalte degete.

Pentru modelul complet al membrului superior liber (fig.6.1) s-au considerat 4 articulații având în total 12 grade de libertate.

6.3.2 Modelul cinematic simplificat al membrului superior

Într-o modelare simplificată a mâinii (de interes pentru protezare) se consideră falangele ca acționând toate simultan (ca într-o gheară mecanică) în care se reține doar **articulația metacarpofalangiană** modelată printr-o cuplă de rotație cu 1 grad de libertate (mișcarea de flexie-extensie). La **încheietura mâinii** se ia în considerare doar mișcarea de flexie-extensie (1 grad de libertate). În **articulația cotului** mișcările de flexie-extensie și pronație-supinație se modelează prin 2 cuple de rotație în timp ce la nivelul **umărului** se consideră o suprapunere de trei cuple simple de rotație (pentru modelarea cuplei sferice) cu 3 grade de libertate.

În fig.6.9 este prezentat modelul simplificat al membrului uman superior având șapte grade de libertate (vezi și fig.6.2 și tabelul 6.1).

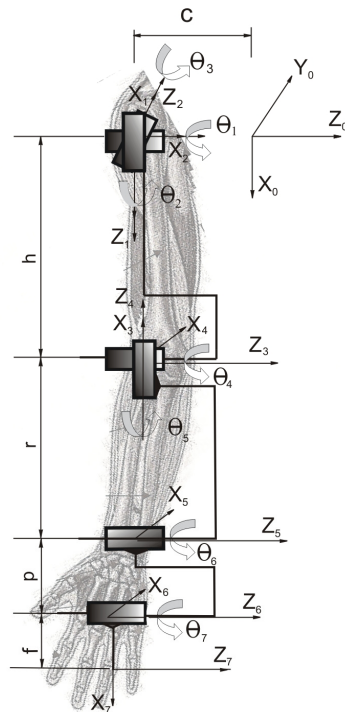


Fig. 6.9 Modelul redus al membrului superior

Variabilele articulare ale membrului superior sunt prezentate în tabelul 6.3.

Tabelul 6.3

Articulația	θ_i	α_i	d_i	L_i	$\sin\alpha_i$	$\cos\alpha_i$
1	q_1	90^0	$-c$	0	1	0
2	q_2	90^0	0	0	1	0
3	q_3	90^0	0	h	1	0
4	q_4	-90^0	0	0	-1	0
5	q_5	90^0	0	r	1	0
6	q_6	0^0	0	p	0	1
7	q_7	0^0	0	f	0	1

În tabelul 6.3 s-au notat mărimile anatomice caracteristice modelului cu: c – lungimea claviculei, h – lungimea humerusului, r – lungimea radiusului, p – lungimea palmei (fără degete), f – lungimea falangelor.

Matricea generală G_7 se obține ca produs al celor șapte matrici de transfer:

$$G_7 = {}^0T_1 \cdot {}^1T_2 \cdot {}^2T_3 \cdot {}^3T_4 \cdot {}^4T_5 \cdot {}^5T_6 \cdot {}^6T_7 \quad (6.8)$$

$$\begin{aligned} {}^0T_1 &= \begin{bmatrix} \cos \theta_1 & 0 & \sin \theta_1 & 0 \\ \sin \theta_1 & 0 & -\cos \theta_1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -c \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; & {}^1T_2 &= \begin{bmatrix} \cos \theta_2 & 0 & \sin \theta_2 & 0 \\ \sin \theta_2 & 0 & -\cos \theta_2 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \\ {}^2T_3 &= \begin{bmatrix} \cos \theta_3 & 0 & \sin \theta_3 & h \times \cos \theta_3 \\ \sin \theta_3 & 0 & -\cos \theta_3 & h \times \sin \theta_3 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; & {}^3T_4 &= \begin{bmatrix} \cos \theta_4 & 0 & -\sin \theta_4 & 0 \\ \sin \theta_4 & 0 & \cos \theta_4 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \\ {}^4T_5 &= \begin{bmatrix} \cos \theta_5 & 0 & \sin \theta_5 & r \times \cos \theta_5 \\ \sin \theta_5 & 0 & -\cos \theta_5 & r \times \sin \theta_5 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \\ {}^5T_6 &= \begin{bmatrix} \cos \theta_6 & -\sin \theta_6 & 0 & p \times \cos \theta_6 \\ \sin \theta_6 & \cos \theta_6 & 0 & p \times \sin \theta_6 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \\ {}^6T_7 &= \begin{bmatrix} \cos \theta_7 & -\sin \theta_7 & 0 & f \times \cos \theta_7 \\ \sin \theta_7 & \cos \theta_7 & 0 & f \times \sin \theta_7 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6.9) \end{aligned}$$

Intervalele de variație ale variabilelor articulare sunt:

$q_1 \in [-120^\circ, 60^\circ]$; $q_2 \in [-50^\circ, 50^\circ]$; $q_3 \in [0^\circ, 145^\circ]$; $q_4 \in [-140^\circ, 0^\circ]$; $q_5 \in [-90^\circ, 90^\circ]$; $q_6 \in [-90^\circ, 80^\circ]$; $q_7 \in [0^\circ, 90^\circ]$ iar dimensiunile anatomice considerate medii sunt: c= 20 mm; h= 30mm; r=25mm; p=10mm; f= 10mm.

Efectuându-se calculele în Matlab 6.0, la fel ca în cazul membrului inferior, se obține matricea G_7 care reprezintă poziția și orientarea sistemului de referință atașat degetelor în raport cu sistemul fix. Poziția extremităților degetelor, relativ la sistemul de referință fix, este dată de:

>> px=G7(1,4)

px=
 =((((c1*c2*c3+s1*s3)*c4+c1*s2*s4)*c5+(-c1*c2*s3+s1*c3)*s5)*c6+(-
 (c1*c2*c3+s1*s3)*s4+c1*s2*c4)*s6)*f*c7+(-(((c1*c2*c3+
 s1*s3)*c4+c1*s2*s4)*c5+(-c1*c2*s3+s1*c3)*s5)*s6+(-(c1*c2*c3+s1*s3)*s4+
 c1*s2*c4)*c6)*f*s7+(((c1*c2*c3+s1*s3)*c4+c1*s2*s4)*c5+(-c1*c2*s3+
 s1*c3)*s5)*p*c6+(-(c1*c2*c3+s1*s3)*s4+c1*s2*c4)*p*s6+((c1*c2*c3+
 s1*s3)*c4+c1*s2*s4)*r*c5+(-c1*c2*s3+s1*c3)*r*s5+c1*c2*h*c3+s1*h*s3

>> py=G7(2,4)

py=
 =((((s1*c2*c3-c1*s3)*c4+s1*s2*s4)*c5+(-s1*c2*s3-c1*c3)*s5)*c6+(-(s1*c2*c3-
 c1*s3)*s4+s1*s2*c4)*s6)*f*c7+(-(((s1*c2*c3-c1*s3)*c4+s1*s2*s4)*c5+(-
 s1*c2*s3-c1*c3)*s5)*s6+(-(s1*c2*c3-c1*s3)*s4+s1*s2*c4)*c6)*f*s7+
 (((s1*c2*c3-c1*s3)*c4+s1*s2*s4)*c5+(-s1*c2*s3-c1*c3)*s5)*p*c6+(-(s1*c2*c3-
 c1*s3)*s4+s1*s2*c4)*p*s6+((s1*c2*c3-c1*s3)*c4+s1*s2*s4)*r*c5+(-s1*c2*s3-
 c1*c3)*r*s5+s1*c2*h*c3-c1*h*s3

>> pz=G7(3,4)

pz=
 =(((s2*c3*c4-c2*s4)*c5-s2*s3*s5)*c6+(-s2*c3*s4-c2*c4)*s6)*f*c7+(-
 ((s2*c3*c4-c2*s4)*c5-s2*s3*s5)*s6+(-s2*c3*s4-c2*c4)*c6)*f*s7+((s2*c3*c4-
 c2*s4)*c5-s2*s3*s5)*p*c6+(-s2*c3*s4-c2*c4)*p*s6+(s2*c3*c4-c2*s4)*r*c5-
 s2*s3*r*s5+s2*h*c3-c

6.4 Concluzii și contribuții

În cadrul acestui capitol se menționează următoarele contribuții:

- analiza din punct de vedere anatomic și biocinematic a corpului uman și stabilirea principalelor lanțuri cinematice ale acestuia.
- propunerea de modele cinematice simplificate (reduse) ale membrilor superioare și inferioare libere.
- determinarea poziției și orientării punctelor extreme ale celor două lanțuri cinematice, pe baza calcului matricial efectuat în Matlab.
- validarea modelelor cinematice concepute, prin confirmarea pe baza programului de calcul Mathcad, a valorilor obținute pentru pozițiile distale ale membrilor.

Această analiză cinematică este utilă pentru conturarea unei modalități de acționare a unui sistem exoscheletic, capabil să reproducă mobilitățile și amplitudinile mișcărilor pentru principalele articulații ale membrilor umane.

Bibliografie

[D14], [D26], [D27], [G5], [P2], [P8]

7. CONSIDERAȚII ASUPRA UTILIZĂRII MUȘCHILOR PNEUMATICI CU ÎMPLETITURĂ LA MOBILIZAREA ROTATIVĂ A UNEI ARTICULAȚII

7.1 Soluții de acționare rotativă a articulației

Așa cum s-a văzut în Cap.6, articulațiile organismului uman permit realizarea unor mișcări extrem de complexe, care însă sunt rezultatul combinării unor rotații simple (cu un grad de libertate) în jurul unor axe concurente sau nu. Pentru realizarea unei astfel de mișcări de rotație a două elemente articulate, există mai multe soluții tehnice care se pretează fig.7.1.

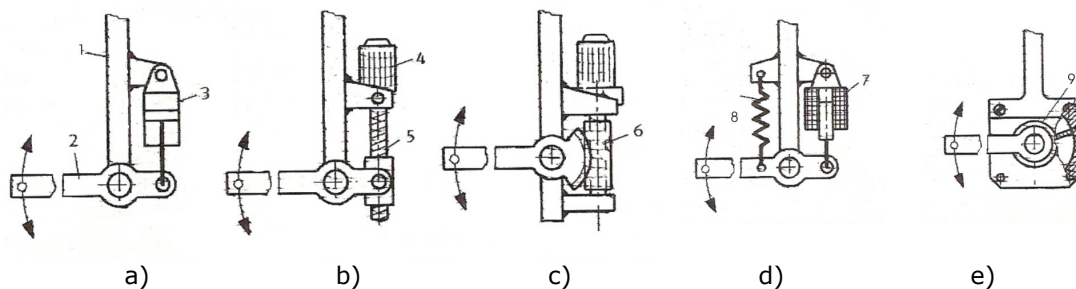


Fig. 7.1 Soluții de acționare în mișcare de rotație, a articulației:
a,e) hidraulic/pneumatic; b,c) electromecanic; d) electromagnet;

1, 2- elementele articulației; 3- cilindru de acționare; 4- motor electric; 5- șurub; 6- angrenaj melcat; 7- electromagnet; 8- arc elicoidal; 9- motor oscilant cu paletă.

- În cazul când acționarea se face cu element de execuție hidraulic/pneumatic respectiv cu motoare liniare (cilindri) sau oscilante, forțele și momentele pot fi mari dar la fel și gabaritele ansamblurilor. De asemenea, necesitatea de a exista un rezervor pentru fluidul de lucru și o sursă de energie primară, face ca întreaga construcție să fie una greoaie, incomodă și voluminoasă.
- Destul de greoaie este și varianta bazată pe mecanisme cu șurub sau angrenaje melcate, care transformă mișcarea de rotație în mișcare de translație și la care reglarea vitezei solicită elemente suplimentare, care cresc complexitatea construcției.
- În cazul acționării cu electromagneți, gabaritele sunt mai mici dar la fel sunt și forțele dezvoltate și cursele permise elementelor mobile. În plus, pentru schimbarea sensului de mișcare aici sunt necesare elemente elastice de readucere

7.2 Mobilizarea articulației cu ajutorul mușchilor artificiali pneumatici

Îmbinând caracteristici ale acționărilor prezentate anterior (forțe de tracțiune mari și sens unic de acționare) cu unele noi și extrem de avantajoase (gabarite mici, construcții ușoare, sigure, ieftine), utilizarea mușchilor artificiali cunoaște în ultimul timp o creștere a interesului cercetătorilor. Modul în care se poate face inserarea unui mușchi artificial într-o pârghie articulară de rotație este prezentat în fig.7.2.

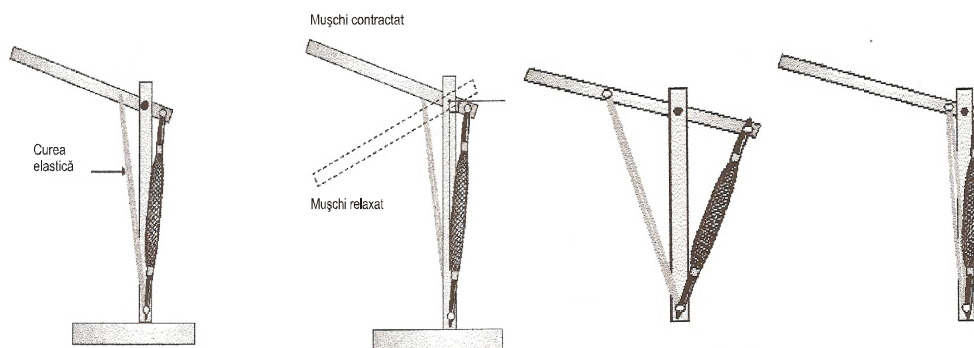


Fig. 7.2 Modalități diferite de inserare a mușchilor artificiali în pârghii[8]

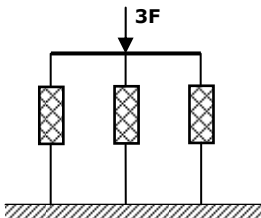
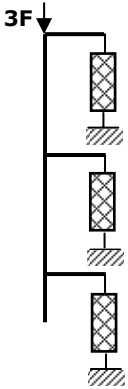
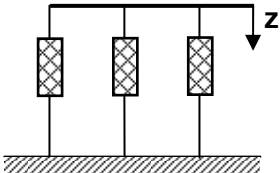
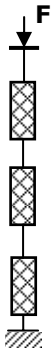
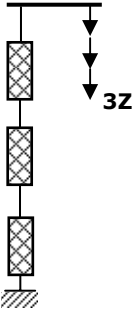
Prin convenție se consideră ca origine a inserției unui mușchi- capătul proximal și ca inserție terminală- capătul distal. Ca și în cazul mușchilor naturali și în cazul mușchilor artificiali, se observă că scăderea distanței față de centrul de rotație a punctului de inserție distal al mușchiului conduce la creșterea amplitudinii mișcării dar și la scăderea forței dezvoltate. Și aici mișcarea activă este într-un singur sens fiind necesare elemente elastice de readucere.

7.2.1 Utilizarea mai multor mușchi pneumatici

Există situații când se pune problema folosirii mai multor mușchi artificiali pneumatici în diverse moduri de conectare - tabelul 7.1. Astfel, dacă mușchii (presupuși identici) se conectează în paralel se observă o multiplicare a forței de tracțiune de un număr de ori egal cu numărul acestora. În același timp însă, mărimea cursei (contractției) nu se modifică. Dacă mușchii sunt înseriați, forța rămâne aceeași, multiplicându-se în schimb contractia totală.

În situațiile din tabelul 7.1 mușchii au o acțiune sinergică contribuind la mobilizarea liniară a unei sarcini. Dacă însă este nevoie de mișcare de rotație, pot fi folosiți doi mușchi așezați paralel dar care lucrează antagonic, unul dintre ei numindu-se *agonist* iar celălalt *antagonist*.

Tabelul 7.1

	Forță F	Cursă z
Legarea în paralel a mușchilor	 	
Legarea în serie a mușchilor		

7.2.2 Mușchi pneumatici antagoniști

Ca și în cazul mușchilor scheletici, pentru mobilizarea unei articulații, mușchiul are doar posibilitatea de tragere nu și de împingere motiv pentru care, pentru realizarea unei mișcări bidirecționale (cum este cea de flexie/extensie) se folosesc mușchi antagoniști cuplați prin mecanismul unei pârghii (fig.7.3) sau al unei role (fig.7.4).

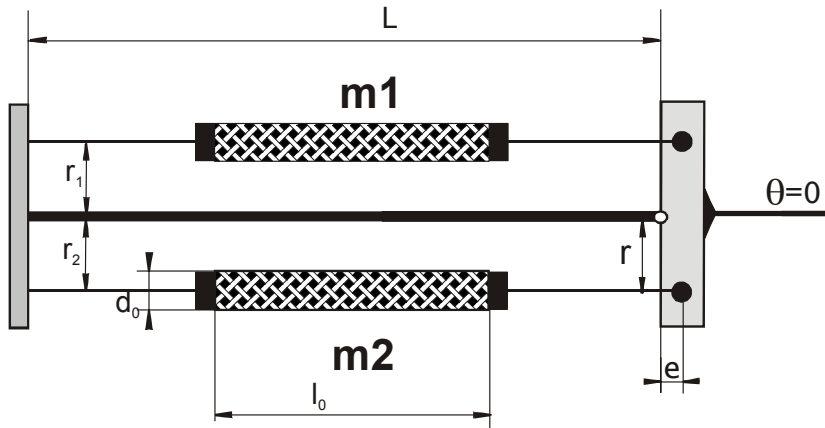


Fig. 7.3 Mecanism cu pârghie și mușchi antagoniști

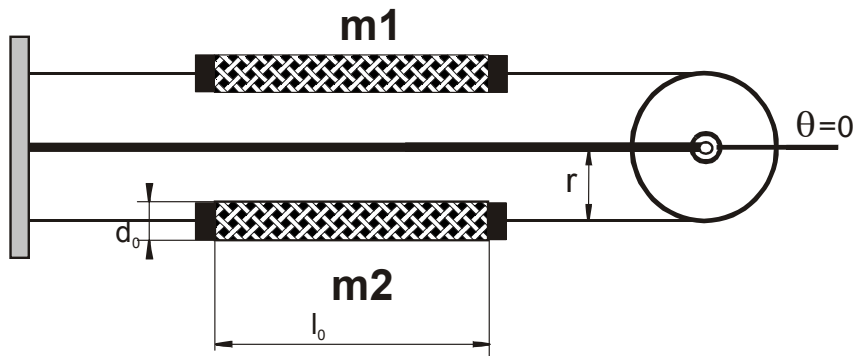


Fig. 7.4 Mecanism cu scripete și mușchi antagoniști

Când presiunile în interiorul celor doi mușchi sunt egale, parghia ocupă o poziție centrală ($\theta=0$). În cazul în care unul dintre mușchi este alimentat cu aer sub presiune, acesta se va scurta, odată cu expandarea lui radială, determinând rotirea elementului de articulație cu o anumită valoare a unghiului θ fig.7.5.

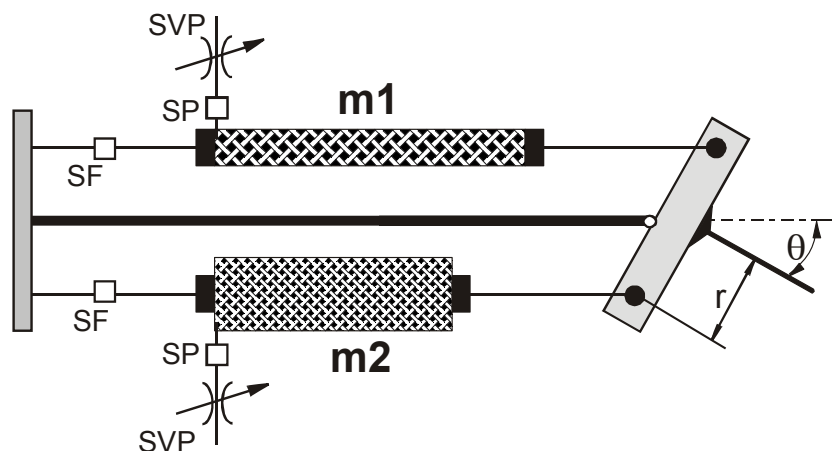


Fig. 7.5 Acțiunea articulației cu mușchi antagoniști

În cazul când legătura dintre cei doi mușchi se realizează cu ajutorul unor fire (benzi) trecute peste un scripete (sau rolă) se constată două dezavantaje importante: a) brațul forței are mărime fixă (egală cu raza scripetelui) și deci nu poate fi reglat și b) problemele tehnologice legate de utilizarea legăturilor flexibile cu mușchii.

- a) Datorită dependenței forță-lungime puternic neliniară, cu valori extrem de ridicate ale forței la un capăt și foarte scăzute la celălalt, rapoartele de presiune trebuie să fie ridicate pentru a acoperi un domeniu unghiular cât mai mare. Cum presiunea maximă disponibilă este limitată (de ex. să nu depășească 6 bar), riscul este ca presiunile mici să nu poată fi asigurate cu acuratețe. Însă, folosirea unui sistem cu pârghii rigide face ca brațul forței să varieze în timpul funcționării (fig.7.5) astfel încât să crească lungimea brațului pârghiei în partea mușchiului contractat și să scadă pe partea mușchiului întins.
- b) Legăturile flexibile trebuie să poată fi ușor conectate la mușchi și să se „muleze” ușor pe roata scripetelui. Datorită forțelor mari dezvoltate de mușchi precum și întinderii și contractării lor periodice, încărcarea acestor legături este mare, ele trebuind să aibă deci secțiuni mari. De aceea sunt preferate ca elemente de legătură benzile plate care însă nu se conectează ușor la mușchi. Pot să apară și alunecări ale benzii motiv pentru care ar trebui fixate individual la roată, în același punct. În plus, legăturile flexibile pot să introducă o elasticitate suplimentară în sistem.

Pentru aceste motive se apreciază că folosirea unui mecanism cu pârghie este mai favorabilă. Legăturile rigide cu cei doi mușchi prezintă avantajul unei conectări ușoare prin înfiletare direct în fittingul terminal al mușchiului la un capăt și în mecanismul pârghiei la celălalt. E adevărat că se adaugă masă sistemului prin aceste legături rigide, dar acest lucru poate fi limitat la un nivel acceptabil.

Pentru a nu se atinge eventual unul de celălalt în timpul funcționării, așezarea mușchilor se poate face decalat și trebuie luate măsuri pentru asigurarea rezistenței structurii, în special pentru evitarea flambării stâlpului central puternic supus la compresiune.

În cazul acționării rotative a unei articulații sunt implicate următoarele elemente distinctive: mușchii artificiali, mecanismul de transmitere a forței (pârghia articulată) și elementele de control ale mușchilor.

Mușchii și pârghia prezintă importanță pentru *caracteristicile statice* de funcționare ale articulației, acestea fiind determinate de:

- mărimea brațului pârghiei în poziția sa neutră r ;
- excentricitatea bolțurilor e ;
- distanța relativă de fixare a capetelor inactive ale mușchilor r_i ;
- lungimea stâlpului central L ;
- domeniul unghiular $\pm\theta$;
- contracția mușchilor în poziție neutră și în pozițiile extreme.

Elementele de control au rolul de a regla nivelul *presiunilor* în cei doi mușchi antagoniști și prin aceasta de a determina *poziția și elasticitatea (rigiditatea)* articulației.

Pentru aceasta, fiecare mușchi este alimentat de către o valvă pneumatică (VP) prevăzută cu senzori de presiune (SP) și comandată electronic astfel încât presiunea dorită la ieșirea din valvă să fie direct proporțională cu tensiunea aplicată. Nivelul de presiune dorit este dictat de poziția unghiulară pe care trebuie să o ocupe articulația, controlată la rândul ei cu ajutorul unui traductor unghiular. Feedback-ul este astfel asigurat de sistemul de control electronic al valvelor. Sistemul poate fi prevăzută și cu senzori de forță (SF) cu ajutorul cărora este urmărită forța (momentul) asigurat la pârghia de legătură.

Folosirea valvelor (distribuitoarelor) pneumatice este indispensabilă în cadrul oricărui actuator fluidic. Rolul lor este de a asigura dirijarea fluidului sub presiune spre camerele de lucru ale actuatorului (interiorul mușchiului artificial) sau spre atmosferă. Valvele folosite pot fi cele standard (discrete) de tip 3/2 (ca în fig.7.6), însoțite de drosele reglabile destinate reglării debitului, sau mai eficient, valvele cu funcționare proporțională (servo-valvele, SVP) care asigură și un reglaj al presiunilor la valorile dorite, prin obturarea progresivă a secțiunii de trecere a aerului. Acestea din urmă sunt comandate electric (electronic), realizând pe lângă dirijarea aerului și o reglare a debitului acestuia, proporțional cu semnalul de tensiune aplicat.

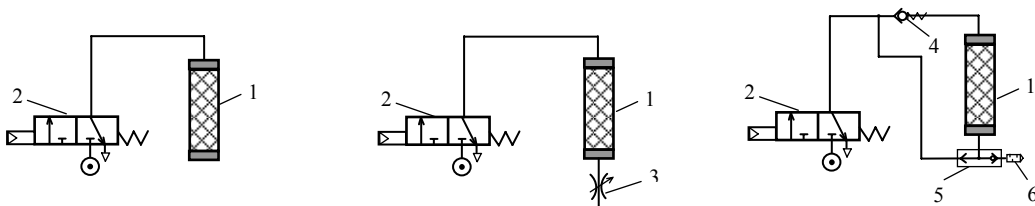


Fig. 7.6 Elemente de control pneumatic a mușchilor

1 - mușchiul pneumatic; 2 - valva (distribuitorul 3/2) pneumatică; 3 - droselul reglabil; 4 - supapa de sens unic; 5 - supapa selectoare de circuit; 6 - amortizorul de zgomot.

7.2.3 Determinarea unghiului de rotație funcție de presiunile din mușchi

Funcție de valorile presiunilor de activare, pârghia articulară se rotește cu un unghi θ , dezvoltând un moment ce variază cvasi-liniar cu acesta [D5]. Când unul din mușchi se contractă (de la contractia inițială până la limita maximă) pârghia se va înclina înspre el, determinând creșterea unghiului de rotație de la 0° la θ_{max} în sensul său. În acest timp, mușchiul antagonist se întinde ajungând de la starea de contractie inițială la una minimă.

Simetric se petrec lucrurile și în celălalt sens. Această comportare este asemănătoare celei a mușchilor scheletici: când elementul articulat se mișcă spre mușchiul flexor acesta generează un moment care scade treptat în timp ce momentul mușchiului extensor crește treptat.

Pornind de la expresiile de forma (3.5) ale forței de contractie, momentele fortelor dezvoltate de cei doi mușchi antagoniști identici, $M_{i\prime}$ se pot scrie [D4]:

$$M_1 = p_1 l_0^3 m_1 \approx p_1 l_0^3 (m_0 - k \theta) \quad (7.1)$$

$$M_2 = p_2 l_0^3 m_2 \approx p_2 l_0^3 (m_0 + k \theta) \quad (7.2)$$

unde $m_{1,2}$ sunt funcții de moment adimensionale liniare, θ este unghiul de rotație, m_0 și k sunt constante ale dispozitivului de legătură.

În **lipsa unei încărcări exterioare**, ecuația de mișcare a articulației este:

$$\begin{aligned} J\ddot{\theta} &= M_1 - M_2 = p_1 l_0^3 m_0 - p_2 l_0^3 m_0 - p_1 l_0^3 k \theta - p_2 l_0^3 k \theta \\ &\Downarrow \\ J\ddot{\theta} + k \cdot l_0^3 (p_1 + p_2) \theta &= m_0 l_0^3 (p_1 - p_2) \end{aligned} \quad (7.3)$$

unde J este momentul de inerție al tuturor elementelor articulației aflate în mișcare. De aici se obține expresia pulsației proprii a sistemului:

$$\omega = \sqrt{\frac{(p_1 + p_2) l_0^3 k}{J}} = \sqrt{\frac{2 p_m l_0^3 k}{J}} \quad (7.4)$$

La echilibru, se obține ecuația unghiului de rotație, θ :

$$\theta = \frac{m_0}{k} \cdot \frac{p_1 - p_2}{p_1 + p_2} = C \cdot \frac{p_1 - p_2}{p_1 + p_2} = C \cdot \frac{\frac{p_1}{p_2} - 1}{\frac{p_1}{p_2} + 1} \quad (7.5)$$

unde C este o constantă a articulației. Relația (7.5) scoate în evidență importanța presiunilor din mușchi în asigurarea *poziției* articulației.

Se introduce presiunea medie p_m :

$$p_m = (p_1 + p_2) / 2 \quad (7.6)$$

care se menține constantă. Modificarea poziției pârgiei se face pe baza diferenței de presiune Δp :

$$\Delta p = (p_1 - p_2) / 2 \quad (7.7)$$

Cu acestea, presiunile p_1 și p_2 se pot scrie:

$$p_1 = p_m + \Delta p \quad (7.8)$$

$$p_2 = p_m - \Delta p \quad (7.9)$$

și (7.5) devine:

$$\theta = C \cdot \frac{\Delta p}{p_m} \quad (7.10)$$

Se observă că schimbarea continuă a poziției (unghiului θ) necesită schimbarea continuă a presiunii.

În cazul aplicării unui **moment exterior (încărcare exterioară)** ecuația de echilibru (cvasi)static se scrie:

$$M_e = M_1 - M_2 = m_0 l_0^3 (p_1 - p_2) - k l_0^3 (p_1 + p_2) \theta \quad (7.11)$$

Se observă că poziția (unghiul θ) articulației depinde de mărimea sarcinii M_e aplicate. Astfel se poate exercita un control asupra lui M_e limitându-se, dacă este cazul, mărimea lui (de exemplu din motive de securitate). Acest lucru se poate face reducând domeniul unghiular în timp ce rigiditatea să rămână neschimbată sau cu alte cuvinte scăderea lui $(p_1 - p_2)$ și menținerea constantă a lui $(p_1 + p_2)$.

Pe de altă parte, unghiul θ depinde și de excentricitatea e a bolțurilor pârghiei. Așa cum se poate vedea din fig.7.7, pentru aceeași contracție z , unghiul de rotație θ_1 (în lipsa excentricității) este mai mic decât θ_2 (cu excentricitate).

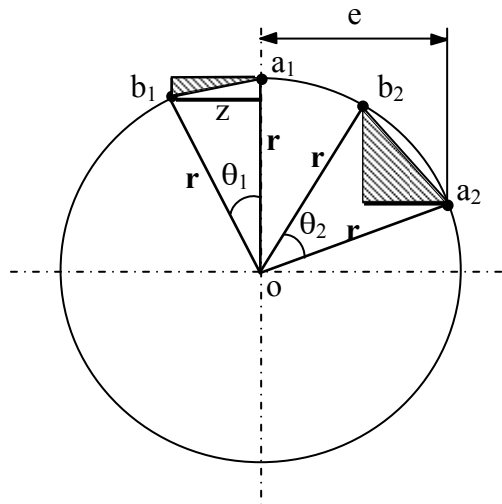


Fig. 7.7 Influența excentricității bolțurilor asupra unghiului de rotație

Se mai constată din fig.7.7 că, în cazul existenței excentricității bolțurilor, pe măsură ce mușchiul agonist se contractă, brațul forței dezvoltate de el crește în timp ce brațul mușchiului antagonist scade. Acest lucru este favorabil liniarizării momentelor, știut fiind că forța de tracțiune este puternic neliniară.

7.2.4 Determinarea rigidității/elasticității articulației

Rigiditatea totală K (inversa elasticității) a ansamblului articulației:

$$K = -\frac{dM_1}{d\theta} + \frac{dM_2}{d\theta} \quad (7.12)$$

Împreună cu (7.1), (7.2) și (7.6) conduc la:

$$\begin{aligned} K &= l_0^3 \left(\frac{dp_2}{d\theta} m_2 + \frac{dm_2}{d\theta} p_2 \right) - l_0^3 \left(\frac{dp_1}{d\theta} m_1 + \frac{dm_1}{d\theta} p_1 \right) = l_0^3 \left(-\frac{dp_1}{d\theta} m_1 + \frac{dp_2}{d\theta} m_2 - \frac{dm_1}{d\theta} p_1 + \frac{dm_2}{d\theta} p_2 \right) = \\ &\approx l_0^3 \left(\underbrace{-\frac{dp_1}{d\theta} m_1 + \frac{dp_2}{d\theta} m_2}_{K_p} + \underbrace{kp_1 + kp_2}_{K_a} \right) = \underbrace{-l_0^3 \cdot m_1 \cdot \frac{dp_1}{d\theta} + l_0^3 \cdot m_2 \cdot \frac{dp_2}{d\theta}}_{K_p} + \underbrace{2 \cdot k \cdot l_0^3 \cdot \left(\frac{p_1 + p_2}{2} \right)}_{K_a} = \\ &= K_p + K_a \end{aligned} \quad (7.13)$$

Prima parte a expresiei (7.13), K_p , se datorează variației presiunii cu unghiul de rotație θ și este în legătură cu compresibilitatea aerului. Valoarea lui K_p este determinată de procesul termodinamic (politropic $pV^n = \text{ct.}$) ce are loc în interiorul fiecărui mușchi și de debitul ce intră și iese din aceștia, reglat cu ajutorul servovalvelor. Rezultatul este că rigiditatea articulației scade odată cu creșterea unghiului θ .

A doua parte a expresiei (7.13), K_a descrie rigiditatea (elasticitatea) articulației, dacă presiunea pe durata expandării rămâne constantă, ca fiind proporțională cu presiunea medie p_m .

Pe de altă parte, se observă că K_a se păstrează constant dacă $p_1 + p_2$ rămâne constant ceea ce înseamnă că, chiar dacă de exemplu s-ar dubla presiunile celor doi mușchi - condiții în care raportul lor p_1/p_2 ar rămâne neschimbat - poziția articulației (θ) nu s-ar schimba dar ar deveni de două ori mai fermă. Cu alte cuvinte, **poziția** articulației (în absența sarcinii) este controlată de mărimea raportului p_1 / p_2 în timp ce **rigiditatea** ei este determinată de suma $p_1 + p_2$ (de fapt de presiunea medie). Același fenomen se observă și la mușchii scheletici, de exemplu când se prinde un obiect, nivelul de activare al mușchilor flexori/extensori determină fermitatea strânsorii.

Deci, rigiditatea articulației este folosită mai întâi pentru asigurarea unei anumite poziții și apoi pentru menținerea ei.

Posibilitatea reglării rigidității (elasticității) articulației și controlul poziției de echilibru, prezintă importanță deosebită pentru domeniul protezării/ortezării. Astfel se pot îmbunătăți ergonomia și se pot diversifica posibilitățile de mișcare în cadrul dispozitivelor exoscheletice de reabilitare a sistemului locomotor. De exemplu, dacă elasticitatea sistemului este constantă ($K = \text{ct.}$) dispozitivul permite o mișcare cu viteză constantă, în timp ce dacă aceasta variază, mișcărilor pot fi mai

complexe. În cadrul procesului de reabilitare, la dispozitivele de ortezare, se pornește cu echipamente având o relativ mare rigiditate dar care aceasta scade gradual pe parcurs ce persoana cu dizabilități își recapătă progresiv abilitățile proprii.

7.3 Aplicații cu mușchi antagoniști

Pentru realizarea mișcărilor alternative, liniare sau unghiulare, pot fi utilizați mușchi pneumatici antagoniști, în construcții precum cele din fig.7.8.

Prin similitudine cu mușchii biologici și ținând seama de articulațiile importante ale membrelor umane, mușchii antagoniști pot echipa brațe manipolatoare cu mai multe grade de libertate fig.7.9. Acestea reprezintă o soluție viabilă în construcția de roboți humanoizi sau a celor de reabilitare.

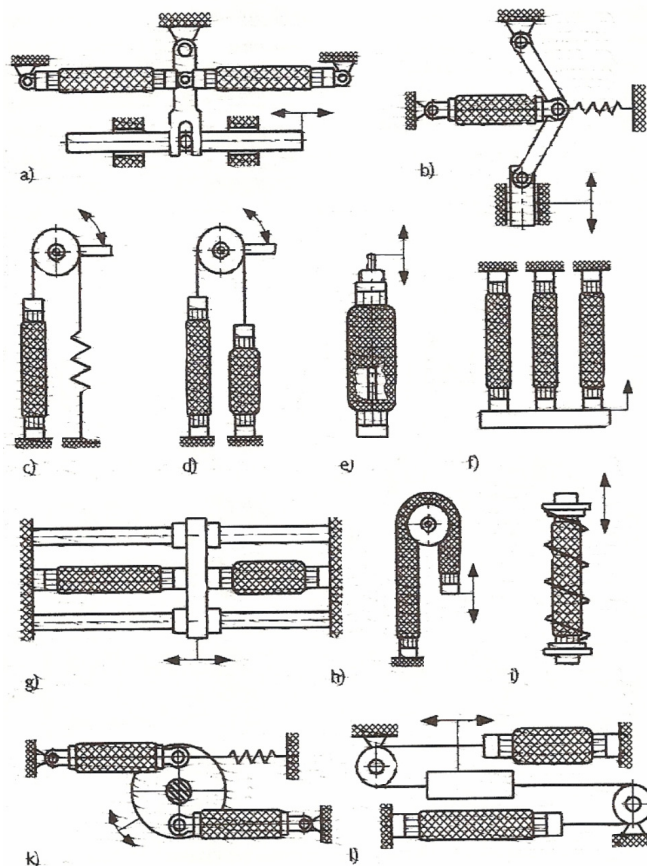


Fig. 7.8 Aplicații ale mușchilor cu împletură la realizarea diferitelor tipuri de mișcări [36]: de translație a)b)e)f)g)i)l) sau de rotație c)d)h)k)

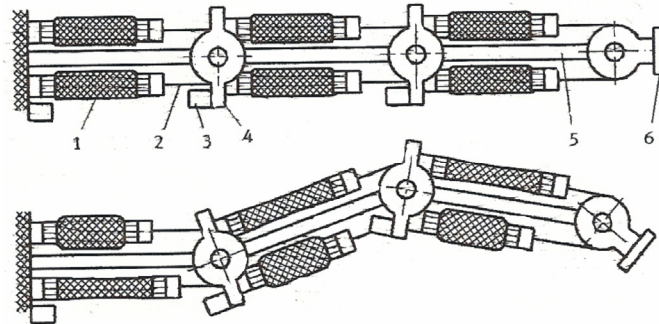


Fig. 7.9 Montaj cu mușchi antagoniști, pentru mobilizarea segmentelor unui braț manipulator

De asemenea, articulațiile cu mușchi pneumatici antagoniști își pot găsi utilitatea și în construcția de proteze și orteze, având în vedere calitățile importante care-i recomandă în acest scop: sunt ușori, au un raport foarte bun forță dezvoltată/energie consumată, sunt nepoluante, ieftini și siguri.

Două dispozitive cu mușchi artificiali diferite, care modelează funcționarea mușchilor antagoniști ai brațului: *biceps* și *triceps brachii*, folosite la acționarea unor proteze de cot [10], sunt prezentate în fig.7.10.

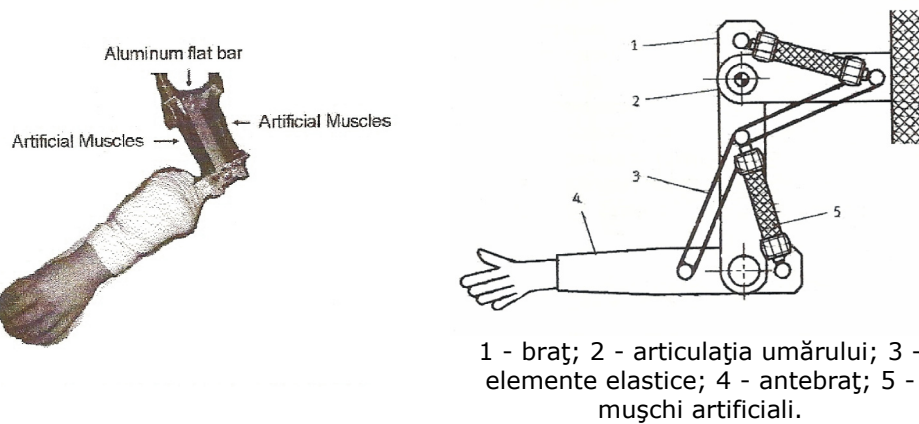
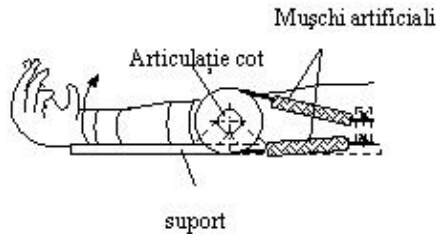
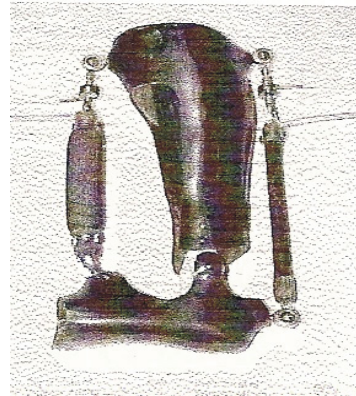


Fig. 7.10 Proteze de cot acționate cu mușchi artificiali [W3]

Perechi de mușchii pneumatici antagoniști pot echipa orteze active, destinate îmbunătățirii mobilității la nivelul cotului, cum se poate vedea din fig.7.11a, sau reabilitării locomoției la persoanele cu suferințe neurologice la nivelul gleznei, ca în fig.7.11b.



a)



b)

Fig. 7.11 Orteze cu mușchi artificiali pneumatici [S4]

7.4. Concluzii și contribuții

Mișcările corpului uman – permise de articulațiile și mușchii scheletici aferenți - sunt mișcări complexe, de mare amplitudine și precizie. Dacă se pune problema reproducerii acestor mișcări și modelării unei articulații, putem simplifica lucrurile la o combinație de mai multe cuple simple de rotație, cu 1 grad de libertate. Pentru mobilizarea unei astfel de articulații de rotație sunt disponibile mai multe soluții tehnice bazate pe acționarea: mecanică, electrică, hidraulică, pneumatică. Trebuie să avem în permanență în vedere faptul că aceste articulații trebuie să răspundă unor cerințe restrictive, rezultate din destinația lor, și anume: greutate mică, forțe dezvoltate mari, consum energetic redus, siguranță în funcționare, versatilitate, accesibilitate ș.a. În aceste condiții, lucrarea se orientează spre o acționare pneumatică cu mușchi artificiali pneumatici, care să răspundă în mare măsură cerințelor de mai sus.

Pentru a obține multiplicări ale forței de tragere a mușchilor sau a cursei (scurtării) acestora, mușchii pneumatici pot fi dispuși în paralel sau pot fi înseriați. Cum acești mușchi pot acționa, ca de altfel și cei biologici, doar prin scurtarea lor - pot doar să tragă, nu și să împingă, pentru orice mișcare simplă este nevoie de doi mușchi cu funcționare antagonică.

Elementul de legătură între mușchi poate fi o rolă peste care sunt trecute fire sau o pârghie cu bolțuri de fixare. Fiecare din cele două soluții prezintă avantaje și dezavantaje și sunt analizate comparativ. Parametrii geometrici ai mușchilor și elementelor de legătură sunt determinanți pentru caracteristicile statice de funcționare ale articulației.

Articulația mai cuprinde și elemente de control și reglare a presiunilor din mușchi, presiuni care, la rândul lor, au rolul de a determina poziția și rigiditatea articulației. Aceste elemente pneumatice sunt reprezentate de valve pneumatice care asigură dirijarea aerului comprimat spre mușchi sau spre atmosferă și de drosele reglabile destinate reglării secțiunii de trecere a fluidului sub presiune. Mult mai avantajoasă ar fi folosirea unor valve proporționale care sunt echipamente precise și performante dar sunt și foarte scumpe.

Am determinat ecuațiile de mișcare ale articulației rotative, în stare neîncărcată și în stare încărcată cu un moment exterior M_e . Am dedus expresia unghiului de rotație θ al pârghiei în echilibru, funcție de raportul presiunilor din cei doi mușchi și am determinat dependența dintre unghiul θ și mărimea sarcinii aplicate (M_e).

La fel ca în cazul mușchilor scheletici și în cazul mușchilor artificiali punctele lor de inserție, la nivelul pârghiei de legătură, sunt importante pentru amplitudinea mișcării unghiulare. Astfel, am demonstrat că odată cu creșterea excentricității bolțurilor crește unghiul de rotație al pârghiei, dacă contracția (scurtarea) se menține constantă. Pe de altă parte, existența acestei excentricități contribuie la liniarizarea momentului din articulație, compensând neliniaritatea puternică a forței prin variația brațului acesteia, care crește de partea mușchiului agonist și scade de partea mușchiului antagonist.

Am calculat apoi rigiditatea articulației, evidențiind două componente: una legată de compresibilitatea aerului și procesele politropice ce au loc la nivelul fiecărui mușchi și alta, constantă, care este direct proporțională cu presiunea medie a mușchilor.

La finalul capitolului, am prezentat câteva aplicații cu mușchi artificiali pneumatici la acționarea unor proteze și orteze sau cu potențial, la roboții de reabilitare.

Bibliografie

[B4], [D3], [D4], [D5], [F3], [I1], [K4], [Z2], [W3], [36]

8. CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND UTILIZAREA MUȘCHILOR PNEUMATICI CU ÎMPLETITURĂ

8.1 Determinarea pe cale experimentală a caracteristicilor statice ale mușchilor pneumatici MAS-10-200N-AA-MC-K

Am prezentat deja avantajele de care se bucură mușchii artificiali pneumatici cu împletitură (McKibben) și cât de multe similitudini există între funcționarea lor și cea a mușchilor biologici.

Interesul crescând pentru dezvoltarea de aplicații cu acești mușchi pneumatici a făcut ca și producătorii - spre exemplu firma Festo din Germania, să-și intensifice eforturile pentru perfecționarea lor și apropierea de cererile pieței, printr-o gamă largă de dimensiuni și accesorii (fig.8.1). Astfel, dimensiunile radiale au scăzut tot mai mult ajungându-se în prezent la diametre de 5 și chiar 3 mm (fig.8.2) ceea ce îi face foarte atractivi pentru domeniul protezării și al reabilitării locomotorii.



Fig. 8.1 Mușchi fluidici Festo [36]



Fig. 8.2 Mușchi de dimensiuni mici [V2]

Acesta este și motivul pentru care m-am oprit asupra acestui tip de actuator și am încercat să evidențiez, prin experimente, câteva caracteristici de funcționare care să fie utile pentru domeniul de interes al temei. Am ales mușchiul MAS-10-200N-AA-M-K, de diametru 10 mm, lungime inițială 200 mm și având caracteristicile tehnice prezentate în Anexe.

8.1.1 Proiectarea schemei unui stand pentru încercarea mușchilor pneumatici

Pentru a evidenția principiul de funcționare al mușchilor pneumatici, am conceput un stand conținând: un mușchi MAS-10-200N-AA-M-K, fixat la un capăt de un stativ și având atârnat la celălalt capăt greutate; un regulator de presiune cu indicator Festo, acționat manual; o unitate de pregătire a aerului; sursa de aer comprimat (compresorul) și instrumente de măsurare a parametrilor geometrici ai mușchiului (fig.8.3 și fig.8.4).

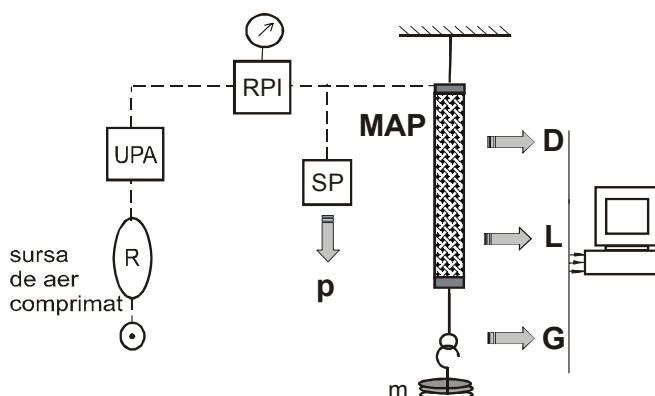


Fig. 8.3 Stand pentru încercarea mușchilor pneumatici



Fig. 8.4 Imaginea standului experimental

Încercările s-au făcut pentru două situații:

- în cazul unei încărcări izotonice a mușchiului;
- în condiții izobarice de alimentare.

În primul caz, folosindu-se mase constante de 880 g, 1900 g, 3850 g și 5705 g, atașate la capătul liber al mușchiului, s-a variat presiunea în trepte de 0,5 bar, de la 0 la 7 bar (considerată presiune maximă de lucru). Cu ajutorul unui șubler s-au măsurat lungimile și diametrele instantanee și s-au citit presiunile cu ajutorul unui senzor de presiune cu indicator digital.

Rezultatele măsurătorilor sunt prezentate în tabelul 8.1.

Tabelul 8.1

Nr.crt.	P_m [bar]	l_m [mm]	$z=(l_0-l_m)/l_0 \times 100$ [%]	d_m [mm]	$V \cong \pi d_m^2 l_m / 4$ [mm ³]
$m_1=880g ; G_1=8,63 N$					
1.	0	200	0	13,6	29053,5
2.	0,5	198	1,0	13,8	29615,1
3.	1	194	3,0	15,3	35667,7
4.	1,5	191	4,5	15,9	37924,3
5.	2	185	7,5	17,0	41991,3
6.	2,5	179	10,5	18,3	47080,9
7.	3	172	14,0	19,6	51895,6
8.	3,5	167	16,5	20,3	54050,3
9.	4	160	20,0	20,8	54367,2
10.	4,5	159	20,5	21,5	57724,9
11.	5	157	21,5	21,9	59139,5
12.	5,5	155	22,5	22,0	58920,6
13.	6	153	23,5	22,2	59222,6
14.	6,5	152	24,0	22,3	59366,7
15.	7	151	25	22,3	58976,2
$m_2=880g+1020g=1900g ; G_2=18,64N$					
1.	0	200	0	13,0	26546,5
2.	0,5	198	1,0	14,7	33603,9
3.	1	195	2,5	14,9	34001,4
4.	1,5	193	3,5	15,8	37840,9
5.	2	188	6,0	16,9	42171,7
6.	2,5	181	9,5	18,1	46572,1
7.	3	174	13,0	19,4	51433,1
8.	3,5	169	15,5	20,1	53625,2
9.	4	164	18,0	20,8	55726,3
10.	4,5	162	19,0	21,3	57725,1
11.	5	158	21,0	21,8	58973,9
12.	5,5	156	22,0	21,9	58762,8
13.	6	155	22,5	22,1	59457,4
14.	6,5	153	23,5	22,3	59757,3
15.	7	151	24,5	22,3	58976,2
$m_3=1900g+1050g+900g=3850g ; G_3=37,77N$					
1.	0	200	0	13,9	30349,4
2.	0,5	198	1,0	14,3	31800,0
3.	1	197	1,5	14,9	34350,2
4.	1,5	194	3,0	15,6	37080,1
5.	2	189	5,5	16,5	40412,9
6.	2,5	184	8,0	18,8	45787,6
7.	3	178	11,0	18,9	49938,3
8.	3,5	172	14,0	19,8	52960,1
9.	4	168	16,0	20,4	54911,0
10.	4,5	164	18,0	20,9	56263,4

8.1 - Determinarea caracteristicilor statice ale mușchilor pneumatici – 125

Nr.crt.	P_m [bar]	l_m [mm]	$z = (l_0 - l_m) / l_0 \times 100$ [%]	d_m [mm]	$V \approx \pi d_m^2 l_m / 4$ [mm ³]
11.	5	161	19,5	21,3	57368,7
12.	5,5	158	21,0	21,7	58434,1
13.	6	157	21,5	21,9	59139,5
14.	6,5	155	22,5	22,1	59457,4
15.	7	153	23,5	22,3	59757,3
$m_4 = 3850g + 870g + 985g = 5705g$; $G_4 = 55,97N$					
1.	0	200	0	13,7	29482,3
2.	0,5	199	0,5	14,0	30633,7
3.	1	198	1,0	14,3	31800,0
4.	1,5	196	2,0	15,1	35099,4
5.	2	192	4,0	15,9	37644,8
6.	2,5	187	6,5	17,5	42445,3
7.	3	181	9,5	18,7	47606,9
8.	3,5	175	12,5	19,9	50667,6
9.	4	171	14,5	20,6	53721,2
10.	4,5	167	16,5	20,9	56201,4
11.	5	164	18,0	21,1	57345,4
12.	5,5	161	19,5	21,6	58451,1
13.	6	158	21,0	21,8	58973,9
14.	6,5	157	21,5	21,9	59139,5
15.	7	155	22,5	22,3	60538,5

Pe baza datelor din tabelul 8.1 s-au trasat, cu ajutorul utilitarului Matlab, caracteristicile din fig.8.5-8.9.

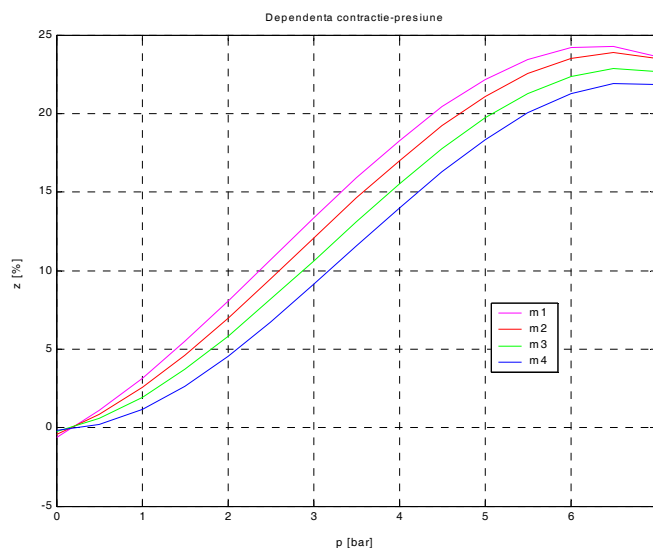


Fig. 8.5 Variația gradului de contracție funcție de presiune $z(p)$

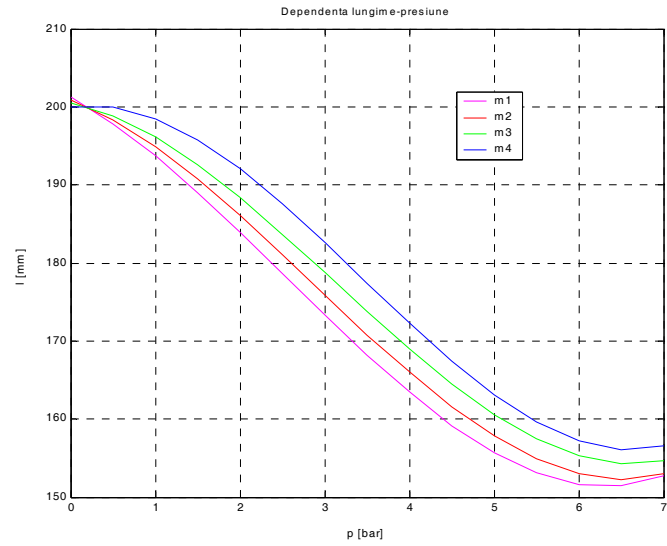


Fig. 8.6 Variația lungimii funcție de presiune $l(p)$

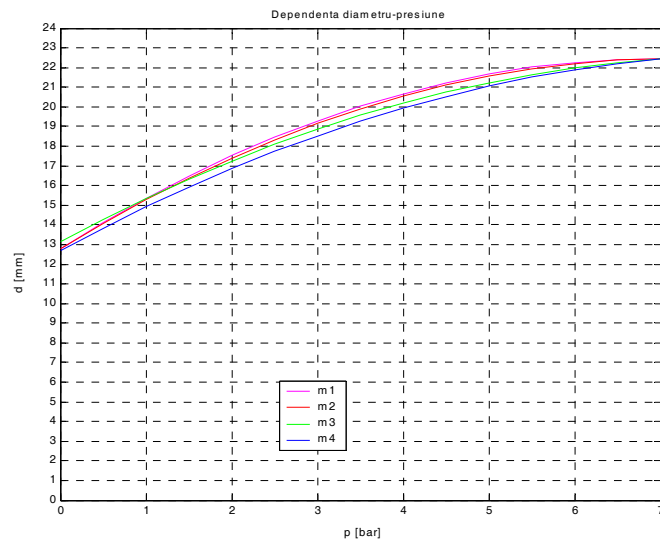


Fig. 8.7 Variația diametrului funcție de presiune $d(p)$

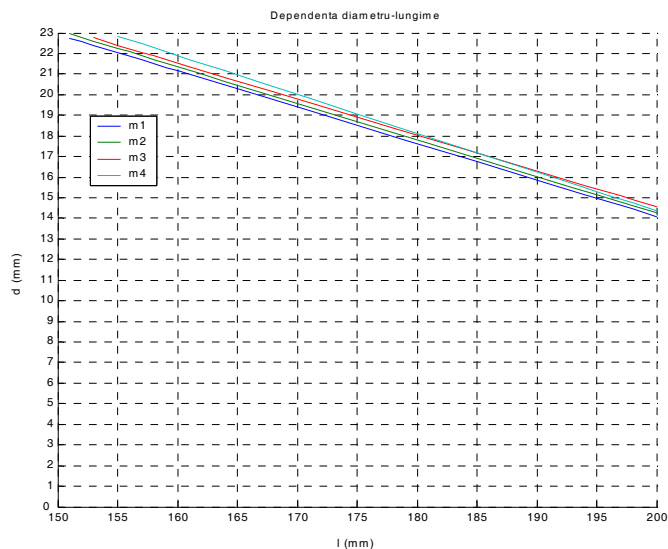


Fig. 8.8 Variația diametrului cu lungimea $d(l)$

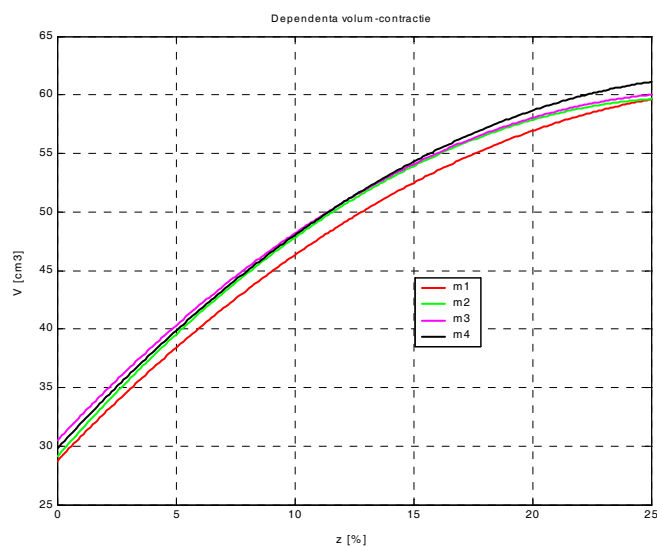


Fig. 8.9 Variația volumului funcție de gradul de contracție $V(z)$

În cel de-al doilea caz, la presiuni constante de 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 bar, s-au încărcat mușchii succesiv cu mase de 880, 2080, 3280, 4330, 5330, 6230, 7100 și 8085 g și s-a urmărit modificarea parametrilor geometrici, în principal a gradului de contracție. Rezultatele măsurătorilor s-au înregistrat în tabelul 8.2 pe baza căruia s-au trasat graficele din fig.8.10-8.11.

Tabelul 8.2

Nr. crt.	p [bar]	G [N]		L [mm]		Z [%]		D [mm]			
1.	0	G	79,3	69,6	61,1	52,3	42,5	32,2	20,4	8,6	0
		L	197	197	197	197	197	197	197	197	198
		Z	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,0
		D	12,9	12,8	13,0	13,0	13,0	12,8	12,9	12,9	13,0
2.	1	G	79,3	69,6	61,1	52,3	42,5	32,2	20,4	8,6	0
		L	195	194	194	193	193	193	192	191	190
		Z	2,5	3,0	3,0	3,5	3,5	3,5	4,0	4,5	5,0
		D	14,0	14,1	14,3	14,5	14,5	14,3	14,3	14,3	14,0
3.	2	G	79,3	69,6	61,1	52,3	42,5	32,2	20,4	8,6	0
		L	188	187	187	186	184	183	181	180	179
		Z	6,0	6,5	6,5	7,0	8,0	8,5	9,5	10,0	10,5
		D	16,3	16,2	16,3	16,3	16,4	16,5	16,6	17,0	17,2
4.	3	G	79,3	69,6	61,1	52,3	42,5	32,2	20,4	8,6	0
		L	178	177	176	174	172	171	170	169	168
		Z	11,0	11,5	12,0	13,0	14,0	14,5	15,0	15,5	16,0
		D	17,5	17,8	18,0	18,0	18,1	18,0	18,3	18,7	18,9
5.	4	G	79,3	69,6	61,1	52,3	42,5	32,2	20,4	8,6	0
		L	169	168	167	165	164	162	160	160	158
		Z	15,5	16,0	16,5	17,5	18,0	19,0	20,0	20,0	21,0
		D	19,3	19,6	19,9	19,9	20,0	20,2	20,5	20,5	21,0
6.	5	G	79,3	69,6	61,1	52,3	42,5	32,2	20,4	8,6	0
		L	162	161	160	160	159	157	155	154	152
		Z	19,0	19,5	20,0	20,0	20,5	21,5	22,5	23,0	24,0
		D	19,9	20,6	20,8	20,8	20,7	21,0	21,3	21,4	21,7
7.	6	G	79,3	69,6	61,1	52,3	42,5	32,2	20,4	8,6	0
		l	158	157	156	155	153	151	150	150	147
		z	21,0	21,5	22,0	22,5	23,5	24,5	25,0	25,0	26,5
		d	20,6	21,2	21,4	21,6	21,7	21,7	21,6	21,7	21,9
8.	7	G	79,3	69,6	61,1	52,3	42,5	32,2	20,4	8,6	0
		l	156	155	153	152	151	150	149	148	145
		z	22,0	22,5	23,5	24,0	24,5	25,0	25,5	26,0	27,5
		d	21,2	21,3	21,7	21,7	21,9	22,0	22,1	22,2	22,3

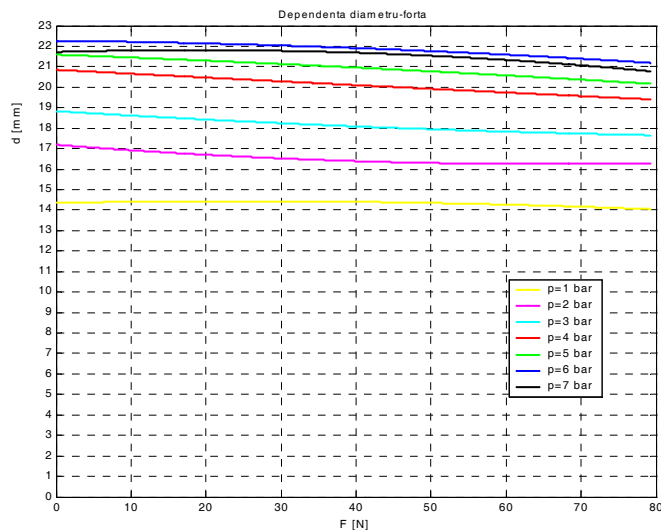


Fig. 8.10 Variația diametrului funcție de sarcină $d(G)$

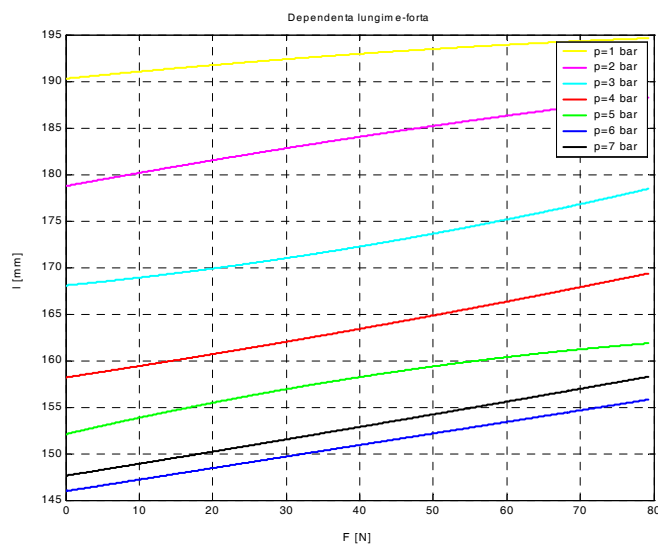


Fig. 8.11 Variația lungimii funcție de sarcină $l(G)$

Din graficele de mai sus, se trag câteva concluzii:

- diametrul de expandare depinde neglijabil de sarcină, dar depinde semnificativ de presiunea de alimentare; diametrul maxim înregistrat este de 22,3 mm;
- diametrul și lungimea mușchiului variază aproximativ liniar, într-un raport invers proporțional;
- lungimea mușchiului este într-un raport invers cu gradul de contracție și amândouă variază aproximativ liniar cu presiunea;

- lungimea are o valoare minimă (în cazul de față aprox.150 mm) sub care nu scade chiar dacă presiunea crește în continuare, fenomen care se datorează rețelei de fibre care prezintă și ea un unghi maxim de deschidere, așa cum s-a văzut la Cap.4;
- valoarea maximă înregistrată pentru gradul de contracție este de 25%;
- la presiune constantă, lungimea crește dacă sarcina crește;
- scurtarea mușchiului se face prin creșterea volumului interior al mușchiului.

Cum principala caracteristică a mușchiului pneumatic este dependența între forța de tracțiune și gradul de contracție, s-au trasat grafice separate pentru valori ale presiunii de alimentare de 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 bar. Dintre acestea, în fig.8.12 se prezintă graficul în cazul $p=4$ bar, restul fiind cuprinse în Anexe.

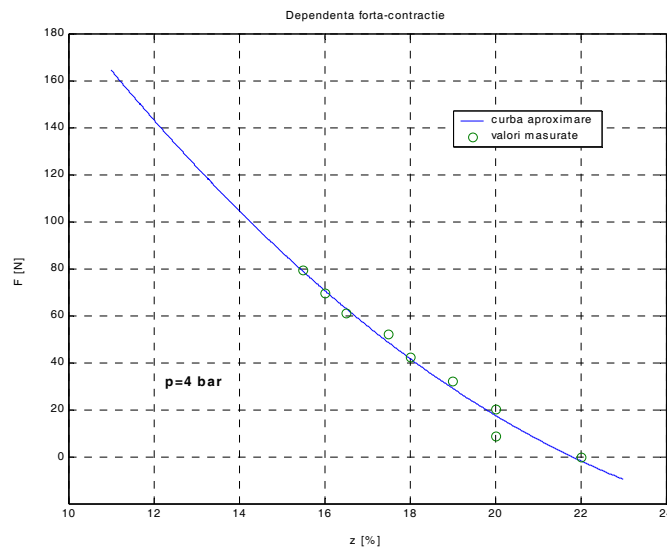


Fig. 8.12 Caracteristica forță-contracție a mușchiului pneumatic

Se observă caracterul neliniar al forței care scade de la valoarea maximă la valoarea minimă (zero) pe măsură ce contracția crește spre o valoare maximă. Dependența este descrisă prin polinoame de gradul doi așa cum s-a demonstrat matematic prin relația (5.12).

8.1.2 Proiectarea 2D și 3D a standului experimental cu mușchi antagoniști

Pentru că am dorit să studiez modul în care o articulație este acționată cu mușchi pneumatici, am proiectat o schemă constructivă de principiu ca cea din fig.8.13. În aceasta apar doi mușchi identici, având caracteristicile descrise la & 8.1.1, amplasați antagonist, fixați la un capăt și legați la celălalt de o pârghie rotativă. Debitele și presiunile de aer din interiorul mușchilor sunt asigurate cu ajutorul a două valve electropneumatice montate pe circuitele de alimentare. Pentru ca mișcarea mecanismului să fie una lină și controlată ar fi indicat ca valvele să fie

cu funcționare continuă (servovalve). După cum se vede, schema conține un traseu pneumatic și unul electric. Pentru conversia semnalelor, în vederea transmiterii spre calculator, trebuie să existe un convertor A/D-D/A și un amplificator. Cei doi parametri urmăriți ai articulației, presiunea și unghiul de rotire, sunt înregistrați de către un senzor de presiune și un senzor unghiular.

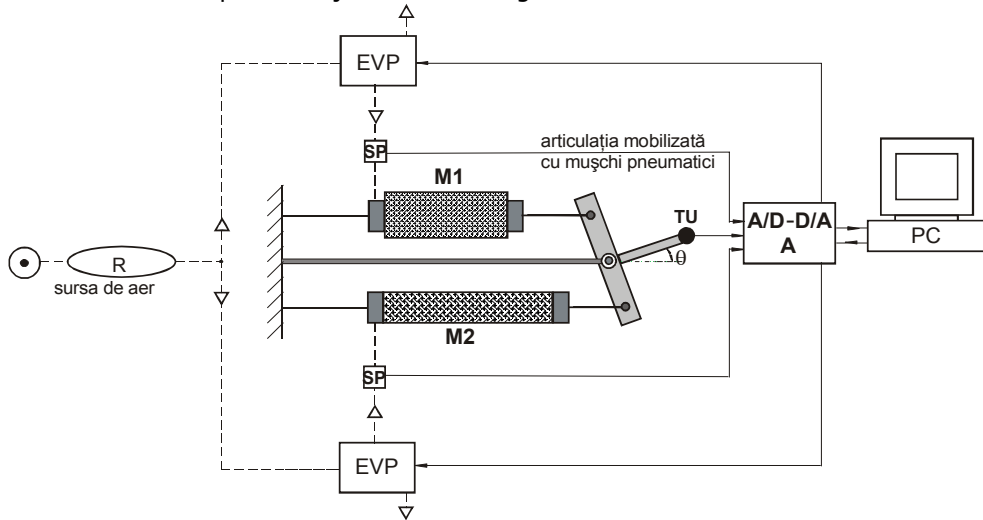


Fig. 8.13 Schema de principiu a articulației acționate cu mușchi pneumatici

Mecanismul propriu-zis al articulației a fost proiectat în AutoCAD 2005, documentația de execuție fiind cuprinsă în Anexe. Desenul de ansamblu al dispozitivului de acționare este prezentat în fig.8.14 iar modelul 3D al standului, în fig.8.15.

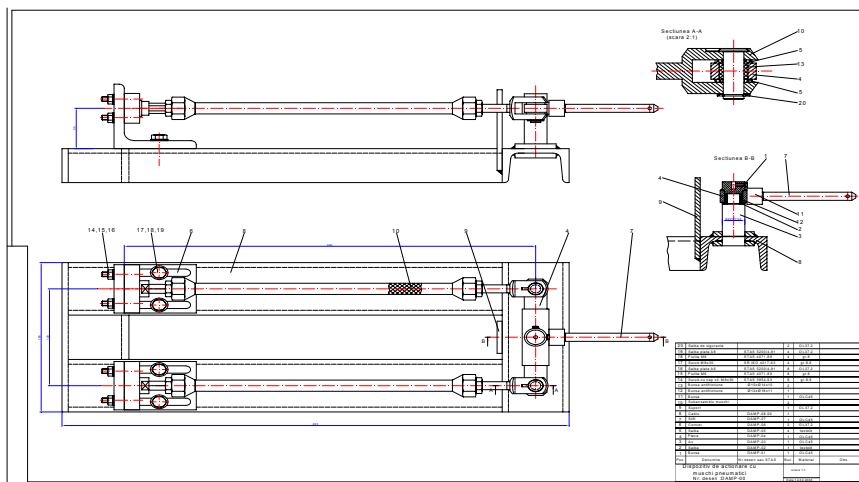


Fig. 8.14 Desenul de ansamblu 2D al dispozitivului de acționare

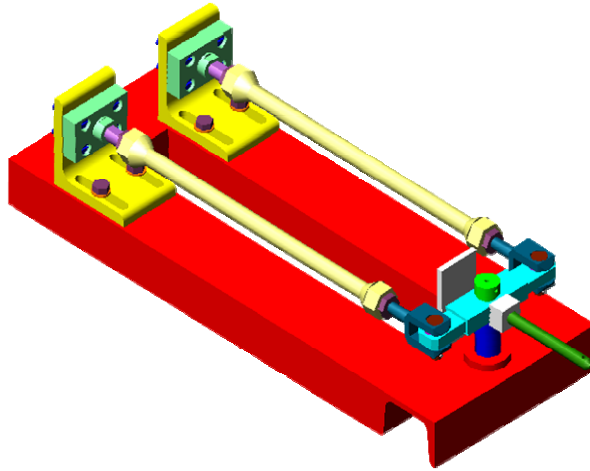


Fig. 8.15 Desenul 3D al dispozitivului

Pornind de la accesibilitatea echipamentelor și dotarea Laboratorului de Acționări pneumatice din cadrul Departamentului de Mecatronică al Facultății de Mecanică din Timișoara, am simplificat schema la una de felul celei din fig.8.16. Astfel, în locul servovalvelor electropneumatice s-au folosit două regulatoare de presiune comandate manual iar culegerea rezultatelor măsurărilor și încărcarea lor pe calculator în vederea procesării și afișării graficelor, s-a făcut tot manual.

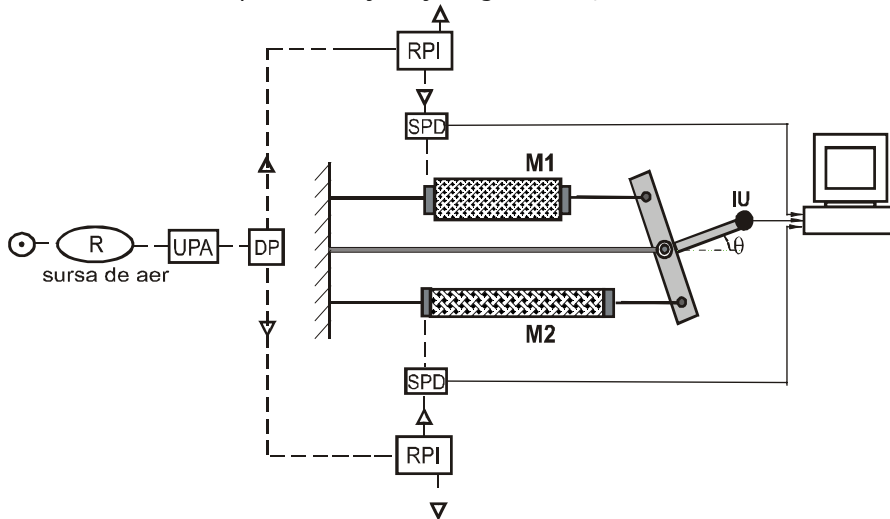


Fig. 8.16 Schema standului experimental folosit
 - - - - - traseu pneumatic;
 _____ traseu electric;

8.1.3 Aparatura utilizată la efectuarea măsurătorilor

- În afara dispozitivului cu mușchi antagoniști, standul mai conține:
- sursa de aer comprimat, un compresor având $Q=50$ l/min, o capacitate de 25 l și o presiune maximă furnizată de 8 bar;
 - două regulatoare de presiune Festo (fig.8.17);
 - doi senzori de presiune cu indicator digital (Festo) de tipul SDE1-D10 (fig.8.18);
 - o unitate de pregătire a aerului Festo, cu filtru și valvă de deschidere (fig.8.19);
 - un distribuitor pneumatic cu mai multe ieșiri;
 - o sursă de tensiune de 24 V (fig.8.20).



Fig. 8.17

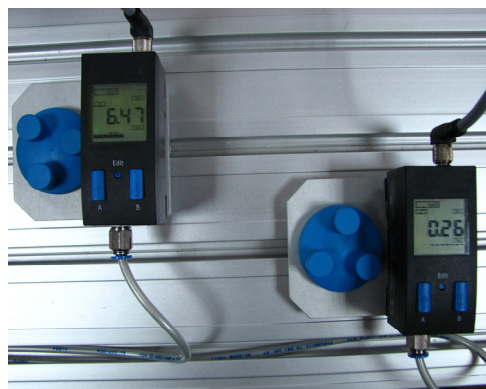


Fig. 8.18

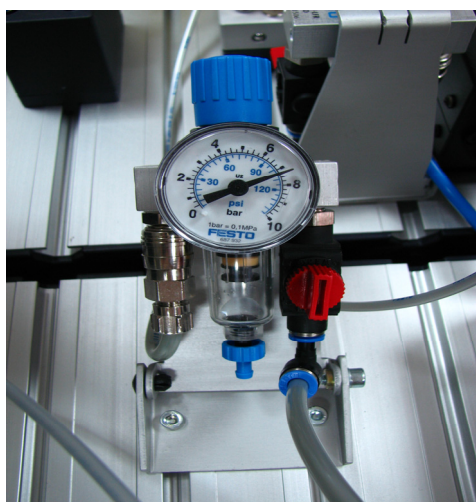


Fig. 8.19



Fig. 8.20

Imagini ale standului experimental construit sunt prezentate în fig.8.21.

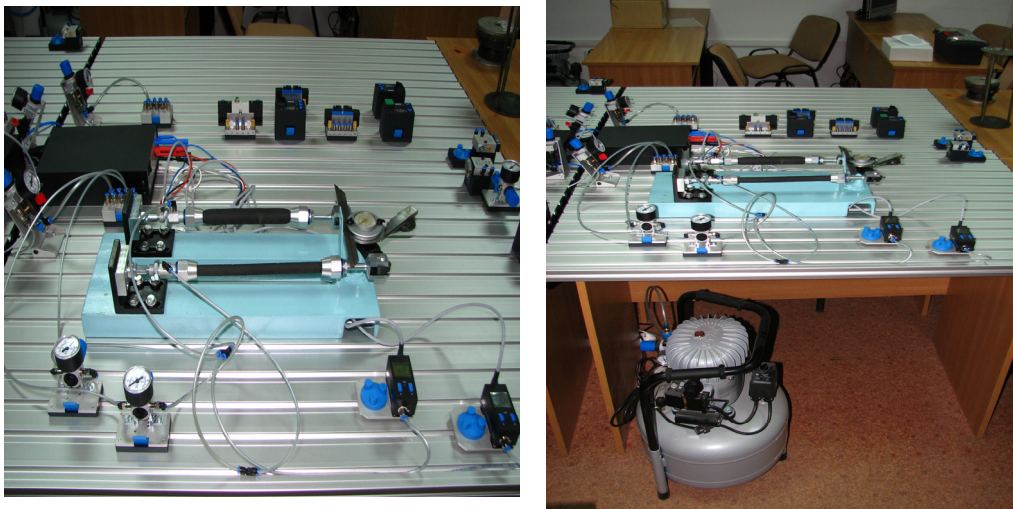


Fig. 8.21 Standul experimental

În prima parte a experimentului am acționat pârghia doar prin alimentarea cu aer comprimat a unui singur mușchi în timp ce celălalt, descărcat de presiune, are doar rolul de a readuce pârghia în poziția neutră. Pentru a fi mai ușoară citirea, am luat ca origine a poziției unghiulare, poziția extremă. Varierea presiunii s-a făcut cu pași de 0,5 bar, de la 0 la 7,5 bar, în sens crescător și descrescător. S-a constatat că unghiul maxim înregistrat este $\theta_{max} \approx 47^\circ$ în timp ce lungimea mușchiului variază între 150 mm și 200 mm, deci cu aceeași contracție maximă de 25%.

Datele obținute au fost trecute în tabelul 8.3 pe baza căruia s-au trasat graficele din fig.8.22 și 8.23.

În cea de-a doua parte a experimentului, pornindu-se de la o poziție neutră a pârghiei, asigurată de presiuni egale în cei doi mușchi, s-au făcut modificări ale presiunilor cu același increment, în sensuri opuse (cu cât a crescut presiunea într-un mușchi tot cu atât a scăzut în celălalt). Pentru a reduce oscilațiile în mișcarea pârghiei, presiunea într-un mușchi trebuie să crească tot atât de repede cât scade în celălalt. Neavând la dispoziție echipamente specializate pentru această funcție, reglajul sincron al presiunilor s-a făcut lucrând la două mâini. Presiunea medie menținută constantă a fost de 3,5 bar iar incrementul de 0,5 bar. Măsurarea unghiurilor s-a făcut cu un raportor mecanic cu rezoluție de $0,08^\circ$. Rezultatele măsurătorilor s-au centralizat în tabelul 8.4. Pe baza acestor date s-a calculat constanta articulației C și s-au trasat graficele din fig.8.24 și 8.25.

Din experimentele făcute se trag următoarele concluzii:

- între unghi și lungime dependența este una liniară;
- încărcarea și descărcarea mușchiului pune în evidență fenomenul de histeresis, lucru explicat prin relația forță-contracție și prin compresibilitatea aerului;
- folosind datele experimentale în calcule ulterioare, s-a evidențiat că într-adevăr raportul: $\theta(p_1+p_2)/(p_1-p_2)$ este apropiat de o constantă (demonstrat la &7.2.3), a cărei valoare este $C \approx 0,5$. Diferențele se datorează posibilității reduse de reglare a stării inițiale a articulației și rigidității variabile a acesteia.

Tabelul 8.3

Nr. crt.	p₁ [bar]	l₁ [mm]	θ [deg]	θ [deg]
1.	7,5	150	0	0
2.	7	150	0	0
3.	6,5	150	0° 05'	0,0014
4.	6	151	0° 30'	0,0087
5.	5,5	152	0° 50'	0,0145
6.	5	152	1° 00'	0,0174
7.	4,5	155	4° 05'	0,0712
8.	4	158	5° 50'	0,1018
9.	3,5	160	9° 10'	0,1599
10.	3	163	12° 30'	0,2182
11.	2,5	168	17° 15'	0,3011
12.	2	175	24° 20'	0,4247
13.	1,5	184	32° 30'	0,5672
14.	1	192	39° 55'	0,6967
15.	0,5	198	46° 50'	0,8174
16.	0	200	47° 20'	0,8261
17.	0,5	200	46° 00'	0,8028
18.	1	194	43° 05'	0,7519
19.	1,5	190	38° 45'	0,6763
20.	2	184	32° 50'	0,5730
21.	2,5	176	26° 00'	0,4538
22.	3	170	20° 00'	0,3491
23.	3,5	165	15° 00'	0,2618
24.	4	161	11° 30'	0,2007
25.	4,5	159	8° 30'	0,1483
26.	5	155	5° 50'	0,1019
27.	5,5	152	3° 35'	0,0625
28.	6	150	2° 5'	0,0364
29.	6,5	150	0° 50'	0,0145
30.	7	150	0	0
31.	7,5	150	0	0

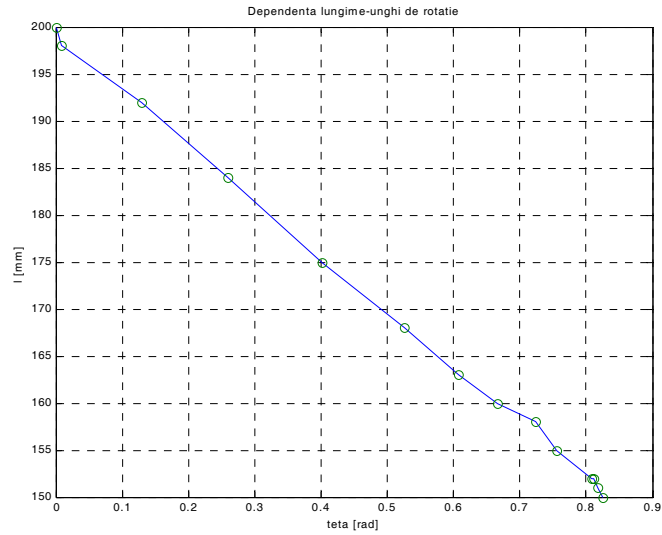


Fig. 8.22 Variația lungimii funcție de unghi $l(\theta)$

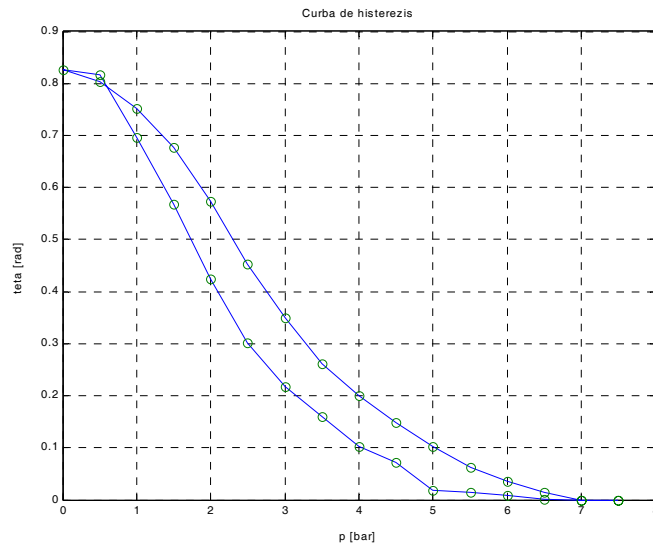


Fig. 8.23 Variația unghiului funcție de presiune $\theta(p)$

Tabelul 8.4

Nr. crt.	i	$P_m = (p_{1,i} + p_{2,i}) / 2$ [bar]	Δp [bar]	$\Delta p_i = (p_{1,i} - p_{2,i}) / 2$ [bar]	$P_{1,i}$ [bar]	$l_{1,i}$ [mm]	$P_{2,i}$ [bar]	$l_{2,i}$ [mm]	θ_i [deg]	θ_i [rad]	C	
1.	0	3,5	0,5	0	3,5	178	3,5	170	0	0	0,000	
2	1			0+0,5=0,5	4,0	172	3,0	175	3,0	4° 50'	0,084	0,588
3.	2			0,5+0,5=1	4,5	168	2,5	180	2,5	9° 35'	0,167	0,584
4.	3			1+0,5=1,5	5,0	164	2,0	185	2,0	14° 20'	0,250	0,583
5.	4			1,5+0,5=2	5,5	158	1,5	190	1,5	18° 50'	0,328	0,574
6.	5			2+0,5=2,5	6,0	154	1,0	194	1,0	22° 40'	0,395	0,553
7.	6			2,5+0,5=3	6,5	152	0,5	197	0,5	26°	0,453	0,528
8.	7			3+0,5=3,5	7,0	150	0	200	0	29° 25'	0,513	0,513
9.	6			3,5-0,5=3	6,5	150	0,5	197	0,5	26° 40'	0,465	0,542
10.	5			3-0,5=2,5	6,0	152	1,0	195	1,0	24° 45'	0,431	0,603
11.	4			2,5-0,5=2	5,5	155	1,5	192	1,5	21° 05'	0,367	0,643
12.	3			2-0,5=1,5	5,0	159	2,0	189	2,0	15° 30'	0,270	0,630
13.	2			1,5-0,5=1	4,5	162	2,5	186	2,5	10° 05'	0,175	0,612
14.	1			1-0,5=0,5	4,0	167	3,0	182	3,0	5° 05'	0,088	0,616
15.	0			0,5-0,5=0	3,5	172	3,5	178	3,5	2° 15'	0,039	0,000
16.	1			0+0,5=0,5	3,0	176	4,0	172	4,0	-4° 50'	-0,084	0,588

Nr. crt.	i	$p_m = (p_{1,i} + p_{2,i})/2$ [bar]	Δp [bar]	$\Delta p_i = (p_{1,i} - p_{2,i})/2$ [bar]	$l_{1,i}$ [mm]	$p_{2,i}$ [bar]	$l_{2,i}$ [mm]	θ_i [deg]	θ_i [rad]	C
17.	2			$0,5 + 0,5 = 1$	180	4,5	167	-8°45'	-0,152	0,532
18.	3			$1 + 0,5 = 1,5$	187	5,0	161	-13°30'	-0,235	0,548
19.	4	3,5	0,5	$1,5 + 0,5 = 2$	190	5,5	160	-16°55'	-0,295	0,516
20.	5			$2 + 0,5 = 2,5$	192	6,0	156	-22°45'	-0,397	0,555
11.	6			$2,5 + 0,5 = 3$	194	6,5	154	-24°55'	-0,434	0,507
22.	7			$3 + 0,5 = 3,5$	200	7,0	154	-28°15'	-0,493	0,493

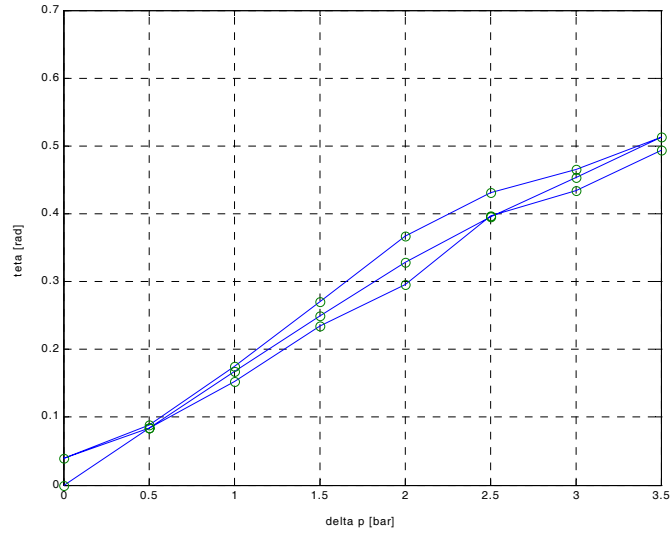


Fig. 8.24 Variația unghiului funcție de diferența de presiune $\theta(\Delta p_i)$

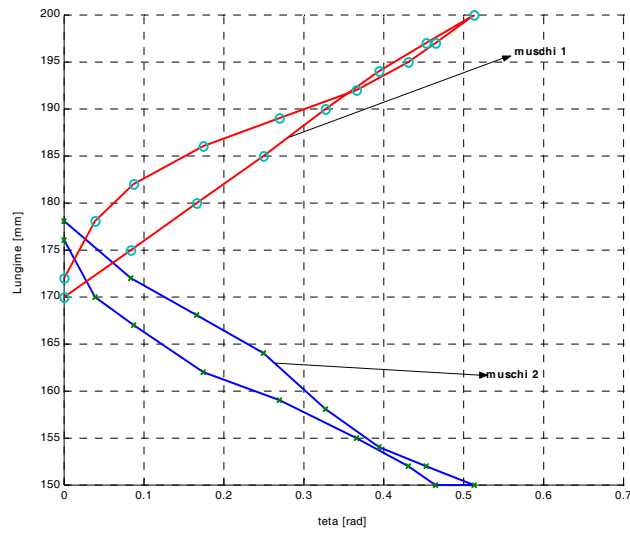


Fig. 8.25 Variația lungimii funcție de unghi, pentru cei doi mușchi $l(\theta)$

8.1.4 Prelucrarea și interpretarea rezultatelor experimentale

Stabilirea relației între rigiditatea articulației și unghiul de rotație

Pentru a determina rigiditatea articulației modelate cu ajutorul standului experimental din fig.8.21 am considerat că cei doi mușchi pot fi reduși la două arcuri identice având caracteristicile:

$$\begin{aligned} F_1 &= k_m (z_0^* + r \cdot \theta) \\ F_2 &= k_m (z_0^* - r \cdot \theta) \end{aligned} \quad (8.1)$$

unde k_m reprezintă rigiditatea mușchilor, conform (5.17) $k_m = k \cdot p$; $z_0^* = l_0 - l^*$ este contracția inițială iar r este distanța de inserție a mușchilor în raport cu centrul de rotație.

În aceste condiții, rigiditatea articulației devine:

$$\begin{aligned} K &= \frac{dM_1}{d\theta} - \frac{dM_2}{d\theta} = \frac{d(F_1 \cdot r)}{d\theta} - \frac{d(F_2 \cdot r)}{d\theta} = \\ &= r \cdot k (z_0^* + r \cdot \theta) \frac{dp_1}{d\theta} + r^2 \cdot k \cdot p_1 - r \cdot k (z_0^* - r \cdot \theta) \frac{dp_2}{d\theta} + r^2 \cdot k \cdot p_2 = \\ &= r \cdot k \cdot (z_0^* + r \cdot \theta) \frac{dp_1}{d\theta} - r \cdot k \cdot (z_0^* - r \cdot \theta) \frac{dp_2}{d\theta} + 2 \cdot r^2 \cdot k \cdot \left(\frac{p_1 + p_2}{2} \right) \end{aligned} \quad (8.2)$$

iar $k = \frac{3}{2 \cdot \pi \cdot n^2} l$. Se observă că relația (8.2) este de aceeași formă cu (7.13). Considerând și aici că presiunea nu se modifică pe durata expandării mușchilor, se poate determina rigiditatea cu ajutorul relației simplificate:

$$K_a \cong 2 \cdot r^2 \cdot \frac{3}{2 \cdot \pi \cdot n^2} \cdot \left(\frac{p_1 + p_2}{2} \right) \cdot l = \frac{3 \cdot r^2}{\pi \cdot n^2} \left(\frac{p_1 + p_2}{2} \right) \cdot l \quad (8.3)$$

Deci rigiditatea articulației poate fi considerată liniară și descrescătoare cu valoarea unghiului θ , întrucât l și θ variază invers proporțional, lucru evidențiat și de graficul din fig.8.22, ridicat pe baza rezultatelor experimentale din tabelul 8.4. Prin aceasta am demonstrat pe cale experimentală că raționamentele teoretice făcute la Cap.7 sunt valide.

Stabilirea relației între unghiul de rotație și presiunile din mușchi

Ne propunem să liniarizăm expresia forței pornind de la ecuația (5.12):

$$F = p \cdot \pi \cdot r_0^2 \left[a(1 - z)^2 - b \right] \quad (8.4)$$

8.1 - Determinarea caracteristicilor statice ale mușchilor pneumatici - 141

Așa cum s-a văzut, dependența forță-contracție este una neliniară, cu valori foarte mari ale forței atunci când contracția este nulă și cu valori foarte scăzute (zero) la celălalt capăt, când contracția este maximă. Cu alte cuvinte am putea scrie că forța este de forma:

$$F = p \cdot f_{\max} \left(1 - \frac{z}{z_{\max}} \right) \quad (8.5)$$

în care:

$$\begin{cases} F = 0 \\ z = z_{\max} \Rightarrow z_{\max} = 1 - \sqrt{\frac{b}{a}} \end{cases} \quad \text{și} \quad \begin{cases} z = 0 \\ F = p \cdot f_{\max} \Rightarrow f_{\max} = \pi \cdot r_0^2 (a - b) \end{cases} \quad (8.6)$$

Acum se poate scrie, pentru cei doi mușchi antagoniști:

$$\begin{aligned} F_1 &= p_1 \cdot f_{\max} \left(1 - \frac{z_1}{z_{\max}} \right) \\ F_2 &= p_2 \cdot f_{\max} \left(1 - \frac{z_2}{z_{\max}} \right) \end{aligned} \quad (8.7)$$

cu care, momentele devin:

$$\begin{aligned} M_1 &= r \cdot F_1(p_1, z_1) \\ M_2 &= r \cdot F_2(p_2, z_2) \end{aligned} \quad (8.8)$$

Ratele contracțiilor celor doi mușchi sunt:

$$\begin{cases} z_1 = z_0 + \frac{r \cdot \theta}{l_0} \\ z_2 = z_0 - \frac{r \cdot \theta}{l_0} \end{cases}$$

iar z_0 este rata contracției inițiale.

Ecuția de mișcare în acest caz și în absența sarcinii exterioare, se poate scrie:

$$J \cdot \ddot{\theta} = M_1 - M_2 = r \cdot f_{\max} (p_1 - p_2) \left(1 - \frac{z_0}{z_{\max}} \right) - r \cdot f_{\max} (p_1 + p_2) \frac{r \cdot \theta}{l_0 \cdot z_{\max}} \quad (8.9)$$

din care la echilibru:

$$\theta = \left(1 - \frac{z_0}{z_{\max}}\right) \frac{l_0 \cdot z_{\max}}{r} \frac{p_1 - p_2}{p_1 + p_2} = \frac{z_{\max} - z_0}{r} l_0 \frac{p_1 - p_2}{p_1 + p_2} = C \frac{p_1 - p_2}{p_1 + p_2} \quad (8.10)$$

de aceeași formă cu relația (7.5). Această relație este susținută experimental de rezultatele înscrise în tabelul 8.4, unde a fost determinată constanta C pentru articulația cu mușchi Festo având $r=100\text{mm}$, $l_0=200\text{mm}$, $z_{\max}-z_0 \approx 25\%$, obținându-se o valoare în jurul celei de calcul $C \approx 0,5$.

8.2 Studiu experimental privind controlul poziției unghiulare a articulației acționate cu mușchi pneumatici cu împletitură

8.2.1 Trasarea caracteristicilor mușchilor pneumatici Shadow

Mușchii Shadow au la bază tot mușchii pneumatici McKibben. Sunt formați din tubul de cauciuc și întretesutul exterior, etanșați la capete cu inele de strângere și prevăzuți cu orificiul pentru aer, la una din extremități (fig.8.26). Comercializați de firma Shadow din Marea Britanie, ei se realizează într-o gamă de diametre de 6, 20, 30 mm (recent chiar 3mm). Față de mușchii Festo sunt mai puțin robuști și lucrează la presiuni mai mici (max.4 bar) dezvoltând și forțe de tragere mai mici. Dar tocmai gabaritul lor redus și faptul că sunt extrem de ușori îi recomandă pentru aplicații robotice, cum este de exemplu mâna artificială (fig.8.27) ce realizează 24 de mișcări cu ajutorul a 40 de mușchi pneumatici de acest fel. Aceasta este capabilă să susțină obiecte ușoare și fragile fără să le spargă dar și să strângă ferm sau să „mângâie” dacă este cazul.



Fig. 8.26 Mușchiul Shadow



Fig. 8.27 Mâna „dexterous”

În experimentele care s-au făcut în cadrul acestui capitol, s-au folosit mușchi de diametru $d_0=6$ mm; lungime $l_0=150$ mm și unghi de înclinare al fibrelor rețelei $\alpha_0=20^\circ$.

În primul experiment s-a folosit un mușchi pneumatic, o valvă pneumatică și un senzor de presiune. Mușchiul fixat la un capăt și având, la celălalt capăt, atârnată o greutate de 0,5 kg, a fost alimentat pe rând cu presiune la 1 bar, 2 bar și 3 bar. Făcându-se citiri ale senzorului de presiune la fiecare 15 milisecunde, s-a trasat graficul din fig.8. 28.

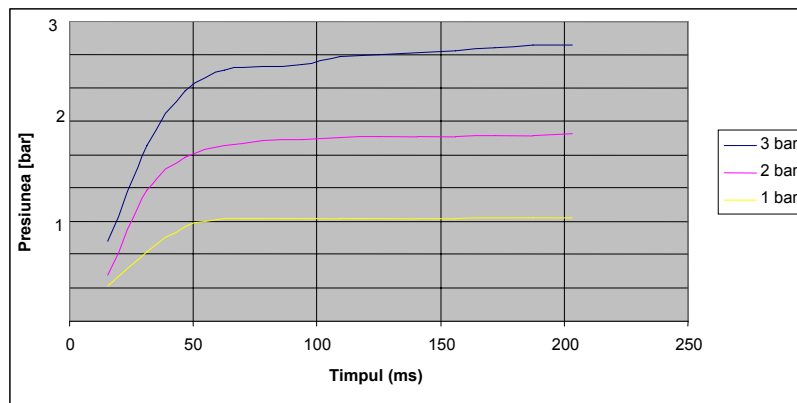


Fig. 8.28 Caracteristica de alimentare a mușchiului pneumatic

După cum se observă din grafic, timpii de răspuns sunt foarte apropiați, în jur de 150 milisecunde, ei nedepinzând semnificativ de valoarea presiunii de alimentare. Cu alte cuvinte, actuatorul pneumatic are un timp de reacție considerabil de bun. Făcându-se încercări ulterioare cu greutăți mai mari: 1 kg; 1,5 kg; 2 kg s-a constatat că timpul de reacție al mușchiului scade.

În următorul experiment s-a urmărit modul de evoluție al contractiei mușchiului odată cu creșterea presiunii. Pentru aceasta, aplicându-se presiuni crescătoare până la 4 bar și pentru aceleași trei încărcări, s-a trasat graficul din fig.8.29.

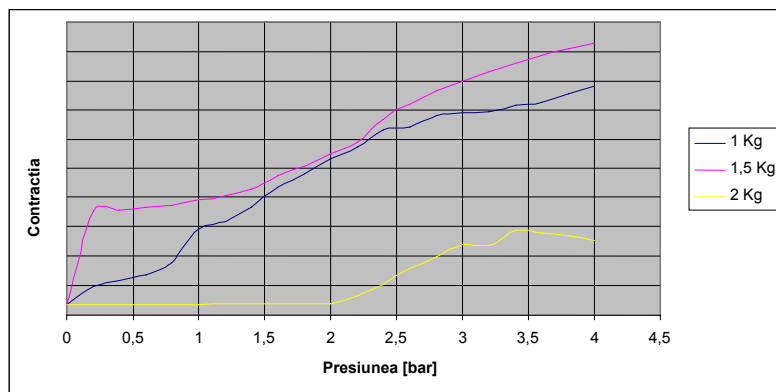


Fig. 8.29 Variația contractiei cu presiunea

Din graficul de mai sus se constată că, contracția mușchiului nu este liniară, ceea ce implică dificultăți în procesul de control al contracției prin reglarea presiunii, pe care ni l-am propus în continuare. Cu toate acestea, neliniaritatea este mai pronunțată la valori mici ale presiunii, sub 1 bar, și de aceea se va considera că în intervalul de interes 1-3,5 bar caracteristica este acceptabil de liniară. De asemenea se pune în evidență faptul că forța este într-un raport invers cu contracția, lucru demonstrat teoretic în Cap.5.

Asemănător primului experiment, s-a urmărit în continuare trasarea caracteristicii de evacuare a mușchiului (fig.8.30). Pentru aceasta s-au înregistrat, din 15 în 15 milisecunde, valorile presiunii pe circuitul de evacuare al mușchiului, în aceleași trei condiții: la 3 bar, 2 bar și 1 bar.

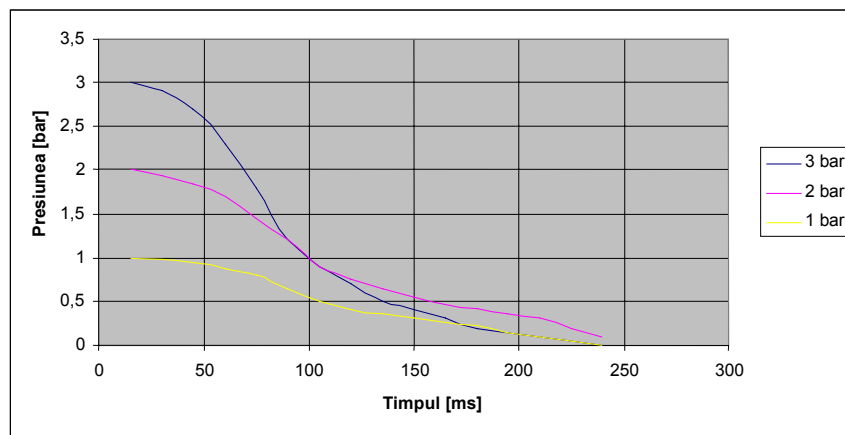


Fig. 8.30 Caracteristica de evacuare a mușchiului

Se confirmă și din graficul din fig.8.30 că timpul de răspuns al mușchiului este de aproximativ 150 milisecunde, adică după acest timp presiunea practic se anulează.

Din încercările făcute la alimentarea respectiv evacuarea aerului din mușchi, se constată fenomenul de histerezis. Pentru evidențierea sa, mușchiul este alimentat cu presiune de la 0 la 3,5 bar cu pasul de 0,5 bar și apoi evacuat în aceiași pași. Rezultatele măsurărilor au permis trasarea curbei de histerezis a mușchiului din fig.8.31.

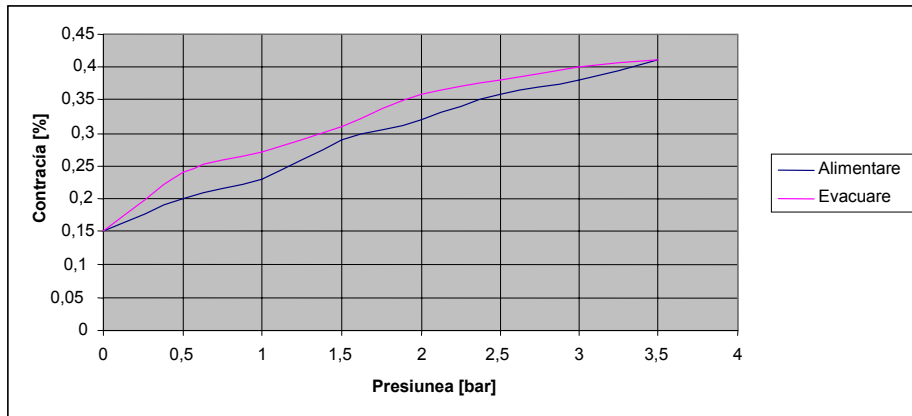


Fig. 8.31 Caracteristica de histerezis a mușchiului pneumatic

Graficul de mai sus pune în evidență și valoarea maximă a contractiei, în condițiile date, ca fiind de 42%. Din acest punct de vedere se constată că, în general mușchii Shadow beneficiază de contractii mai mari decât în cazul mușchilor Festo, ceea ce denotă o rigiditate mai mare a acestora din urmă.

În final, pornind de la parametrii geometrici cunoscuți (lungime inițială, diametru inițial, contractie maximă) ai mușchiului pneumatic Shadow, pentru o presiune de alimentare de 3 bar și pe baza unei relații liniarizate de forma (8.5), s-a trasat caracteristica forță-contrație (fig.8.32) care este utilă din punct de vedere aplicativ.

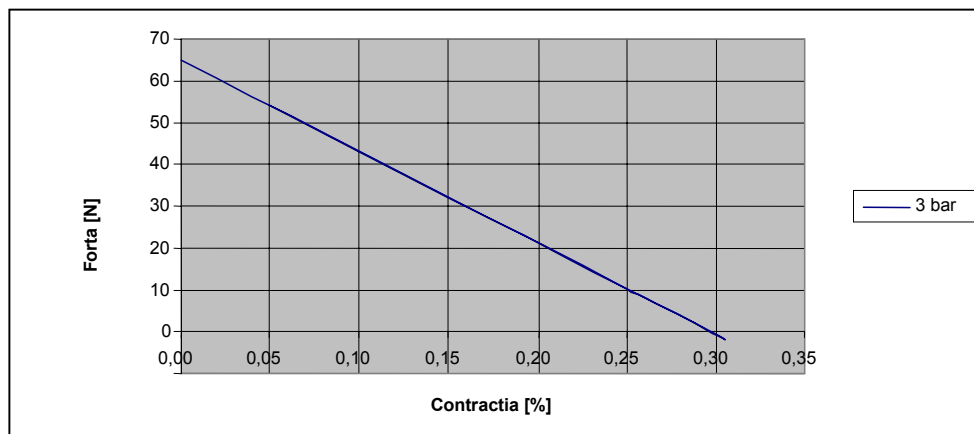


Fig. 8.32 Caracteristica forță- contrație a mușchiului pneumatic

8.2.2 Elaborarea schemei bloc de control a poziției

Așa cum s-a văzut deja în Cap.7, diferența de presiune Δp între cei doi mușchi antagoniști, în care presiunile sunt:

$$p_1 = p_m + \frac{\Delta p}{2}$$

$$p_2 = p_m - \frac{\Delta p}{2}$$

este cea care controlează unghiul de rotație θ al parghiei (conform relației 7.5)

$$\theta = C \frac{\Delta p}{p_m}$$

$$\Delta p = p_1 - p_2$$

Dacă se pornește de la ipoteza unei presiuni medii p_m menținută constantă, se apreciază că reglând corespunzător valorile presiunilor p_1 și p_2 se poate exercita controlul asupra poziției unghiulare a articulației. Deci se poate imagina o schemă de control având două bucle de reglare în cascadă, una pentru presiune și una pentru unghi. Cum mărimea de control cea mai convenabilă este tensiunea electrică, sunt necesare regulatoare electronice cu convertor (controllere), care să asigure conversia semnalelor deplasare și presiune în tensiune, și să regleze valorile semnalelor de ieșire în funcție de niște valori dorite.

O astfel de schemă de control este prezentată în fig.8.33.

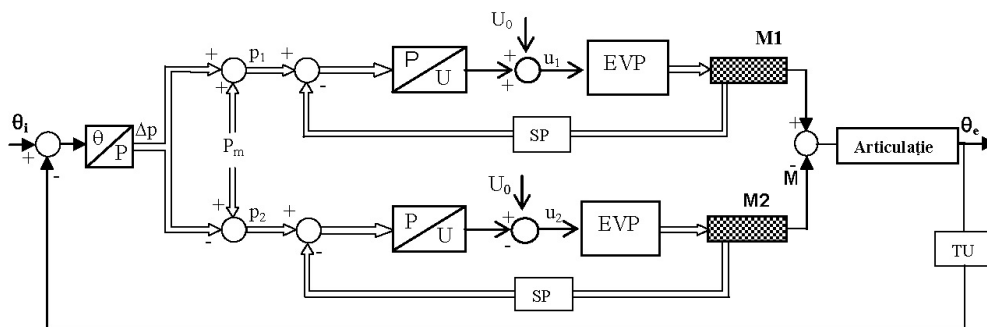


Fig. 8.33 Sistemul de control al presiunii pentru asigurarea poziției unei articulații cu un grad de libertate

În schemă s-au făcut următoarele notații: p_i - presiunea din mușchi, care să asigure unghiul θ prestabilit; p_m - presiunea de referință (medie); Δp - presiunea de control (treptele de modificare a presiunii, de ex. din 0,5 în 0,5 bar; $\Delta p = 0,5$ bar); U_0 - tensiunea de referință necesară generării lui p_m ; u_i - tensiunea aplicată valvelor; θ/P - convertor cu regulator proporțional-integral-diferențial (PID); P/U - convertor cu regulator electronic proporțional (P); TU- traductor unghiular; SP- senzor de presiune.

Echipamentele pneumatice care realizează controlul efectiv al presiunilor din cei doi mușchi M_1 și M_2 sunt două valve electropneumatice *EVP*. Acestea controlează debitele ce intră și ies din mușchi, ca urmare a modului în care este alimentat circuitul lor de comandă electromagnetică. Pentru urmărirea valorilor semnalelor în cele două bucle- de presiune și de deplasare unghiulară, se prevăd traductoare adecvate.

Se observă prezența a trei controllere: unul pentru unghi și două pentru presiuni, destinate calculării și eliminării erorii finale de poziție $e = \theta - \theta_e$ (θ reprezintă *valoarea dorită* a poziției unghiulare iar θ_e *valoarea măsurată*). Legea după care funcționează PID controller-ul pentru unghi:

$$\Delta p(t) = k_p \cdot e + \frac{1}{k_I} \int e + k_D \cdot \dot{e} \quad (8.11)$$

Pentru controlul presiunilor în cei doi mușchi se folosesc două regulatoare proporționale a căror semnal de ieșire este de forma:

$$u(t) = k_p [u_0(t) - u_m(t)] \quad (8.12)$$

unde: k_p este factorul de amplificare al regulatorului proporțional, $u_0(t)$ - semnalul de referință corespunzător presiunii adecvate unghiului dorit, $u_m(t)$ - semnalul măsurat.

8.2.3 Elaborarea schemei structurale a standului experimental al articulației rotative

Standul experimental construit pe baza schemei de control din fig.8. trebuie structurat pe mai multe nivele:

- *circuitul pneumatic* ce conține partea de acționare pneumatică (de putere) cu echipamentele aferente: compresorul, mușchii pneumatici, valvele electropneumatice, senzorul de presiune.
- *circuitul electric/electronic* care cuprinde echipamentele specifice de comandă și control: microcontrollerul, placa de dezvoltare a aplicației, circuitele de comandă ale valvelor, circuitele de interfață ale traductoarelor de unghi și de presiune, sursele de tensiune.
- *structura mecanică* a articulației compusă din stâlpii de susținere și fixare, scripete și firele de legătură ale mușchilor, raportorul mecanic.
În ordinea importanței lor sunt prezentate componentele standului.

Microcontrollerul

Microcontrollerul este „creierul” sistemului de control automat al poziției articulației și este destinat achiziționării și conversiei de date, procesării și luării de decizii de comandă. El este mai compact și mai complet din punct de vedere al perifericelor de comandă decât un microprocesor. S-a folosit un controller fabricat de firma Texas Instruments, de tip MPS430F149, caracterizat printr-o putere consumată mică [B6]. În acest fel crește considerabil durata de funcționare a bateriei ceea ce este favorabil aplicațiilor portabile.

Un element esențial al microcontrollerului este memoria. El are încorporate două tipuri de memorie: o memorie (internă) RAM cu capacitatea de 2 kilobytes care are specific faptul că memorează doar când microcontrollerul este alimentat și când se întrerupe alimentarea el își pierde toate datele. Cealaltă unitate de memorie este memorie „flash” de 312 kilobytes care își păstrează informația și pe durata când nu este alimentat. În această memorie se stochează programul după care funcționează sistemul de control iar în memoria RAM se stochează variabilele pe care programul le utilizează numai în timpul rulării.

Comunicarea internă în microcontroller se realizează prin magistrale diferite pentru date și pentru memorie. Comunicarea cu blocurile externe se face prin *porturi* (șase porturi intrare/ieșire I/O fiecare cu câte 8 pini). Semnalele electrice cu care lucrează microcontrollerul au definite niște praguri; prin convenție se atribuie 0 logic semnalului „low” când tensiunea este cuprinsă între 0 și 1,2 V ceea ce înseamnă că de fiecare dată când semnalul de intrare sau de ieșire are valori cuprinse în acest interval, sistemul interpretează semnalul ca fiind „0” logic. Dacă tensiunea semnalului este între 3,3 și 5 V atunci semnalul este „high” și este interpretat ca „1” logic.

Fiecare din cele șase porturi au câte patru regiștri: de intrare IN, de ieșire OUT, de dirijare DIR a semnalului de circulație și de selecție SEL a funcțiilor. Fiecare registru are opt biți și fiecare bit poate să aibă valoarea 0 sau 1. Funcție de configurația acestor biți sistemul face citiri de date, trimiteri de date, conversii de semnale, generare de semnale ș.a.m.d. De exemplu în cazul aplicației de față portul 1, P1, al microcontrollerului se folosește la transmiterea comenzilor spre valve în timp ce portul 6, P6, este folosit pentru conversii analog-digitale.

Microcontrollerul mai conține două convertoare ANALOG-DIGITALE cu câte opt canale de 12 biți, având următoarele caracteristici:

- realizează 200000 conversii pe secundă,
- control software a perioadelor de eșantionare,
- selecția tensiunilor de referință între 1,5 și 2,5 V,
- 8 canale de intrare independente.

Microcontrollerul conține și două timere (numărătoare) de 16 biți care pot număra în diverse moduri: până la o valoare predefinită, până la o valoare maximă etc.

În microcontroller se implementează un program de reglare a presiunii funcție de poziția unghiulară a articulației, dezvoltat în limbajul de programare C++, în mediul de programare (programming environment) IAR Embaded Workbench.

Pentru a face posibil acest lucru, microcontrollerul este conectat la un PC pe care este conceput programul și de pe care ulterior el este încărcat în memoria controllerului, printr-un port paralel.

Placa de dezvoltare folosită este produsă de firma OLIMEX. Pe lângă microcontroller, placa mai este dotată cu un LCD pe două rânduri cu 16 caractere, 4 butoane pentru comanda valvelor și pentru setarea valorii unghiulare dorite, buton de siguranță ș.a (fig.8.34).

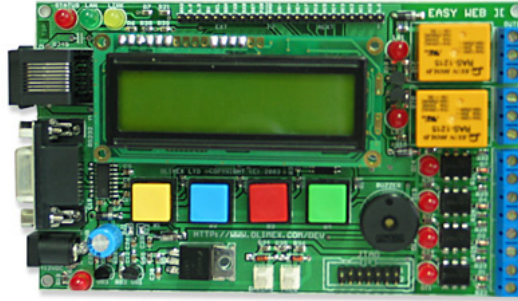


Fig. 8.34 Placa de dezvoltare Olimex

Cerințele minime solicitate de mediul de lucru al plăcii de dezvoltare sunt:

- calculator PC/AT compatibil IBM
- procesor cu frecvență de 500MHz
- memorie RAM : 64MB
- 60MB spațiu liber pe hard disk
- rezoluție grafică de 800x600 pixelli
- CD-ROM 4x
- sistem de operare Windows 98, 2000, XP.

Valve pneumatice

Valvele (distribuitoarele) pneumatice folosite sunt fabricate de firma SMC din Japonia. Sunt de tip 3/2 pilotate SY 3240-5LZD (fig.8.35), cu comandă prin electromagneți, iar caracteristicile lor tehnice sunt prezentate în Anexe. Comandarea valvelor se face prin impulsuri.

Reglarea cu mare precizie a presiunilor în mușchi s-ar putea realiza eficient cu ajutorul unei servovalve electropneumatice, care asigură simultan și reglarea debitelor de aer ce intră și ies din mușchi. Fiind vorba de un echipament scump, am recurs la valve mai simple și deci mai accesibile. Pentru fiecare mușchi în parte s-ar putea folosi doar o valvă 3/2 dar atunci consumul de aer ar fi mai ridicat. Pentru acest motiv s-a ales varianta cu două valve: una de alimentare (fig.8.36a) și una de evacuare (fig.8.36b), pentru fiecare mușchi.

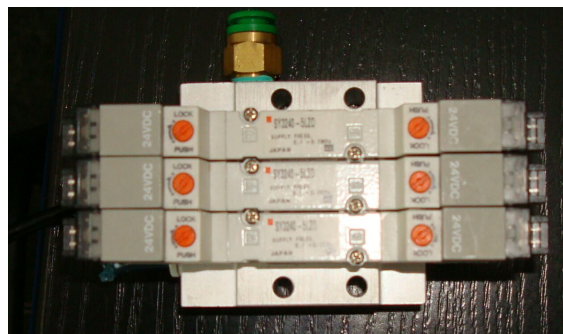


Fig. 8.35 Valve pneumatice cu comandă electromagnetică, montate pe soclu

Valva este cu acționare dublă prin electromagneți, ceea ce înseamnă că pentru trecerea dintr-o poziție de lucru în alta, se întrerupe alimentarea unui solenoid în timp ce este alimentat celălalt.

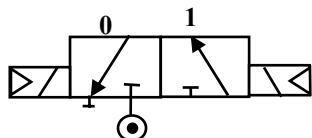


Fig. 8.36 a Valva de alimentare

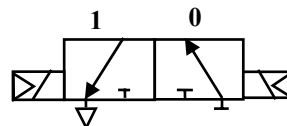


Fig. 8.36 b Valva de evacuare

Cele patru valve ale sistemului se pot găsi într-una din cele patru stări posibile: alimentare, evacuare, etanșare, curgere, conform tabelului 8.5.

Tabelul 8.5

Nr. Crt.	Starea	Valva de alimentare	Valva de evacuare
1	Alimentare	1	0
2	Evacuare	0	1
3	Etanșare	0	0
4	Curgere	1	1

Organigrama de funcționare a valvelor se interpretează astfel:

- în starea **1** (de alimentare): valva de alimentare este deschisă și valva de evacuare este închisă, adică presiunea în mușchi crește;
- în starea **3** (de etanșare): ambele valve sunt închise, ceea ce înseamnă că presiunea în mușchi nu se modifică;
- în starea **2** (de evacuare): valva de alimentare este închisă și valva de evacuare este deschisă, adică presiunea în mușchi scade;
- în starea **4** (de curgere): ambele valve sunt deschise iar mușchiul este descărcat de presiune.

Experimentul de față ia în considerare, ca singură modalitate de control a poziției articulației, deci a mușchilor, *reglarea presiunii* acestora.

Se evidențiază două direcții de control a presiunii din mușchi. Un control bazat pe semnale PWM (Pulse With Modulation) de frecvență ridicată și un control bazat pe reglarea de tip bang-bang a presiunii. În primul caz, semnalul de ieșire al controllerului este funcție de mărimea erorii dintre o valoare dorită și valoarea măsurată. Aceasta poate fi pozitivă (când presiunea măsurată este prea mică) și în acest caz este solicitată acțiunea valvelor de alimentare, acționându-se asupra solenoizilor lor, sau negativă (când presiunea măsurată este prea mare) și atunci se cere o reacție din partea valvelor de evacuare. Valoarea absolută a erorii este folosită pentru a genera semnal PWM iar semnul acesteia arată care valvă este solicitată. Din păcate, controlul cu semnale PWM solicită timpi de răspuns ai elementelor foarte mici. În cel de-al doilea caz, controllerul lucrează pe două nivele, 0 și 1 ca în fig.8.37. Semnalul de ieșire al controllerului este divizat pentru controlul valvelor de alimentare și al valvelor de evacuare și are prevăzută o zonă moartă necesară pentru eliminarea oscilațiilor din jurul valorii dorite a presiunii.

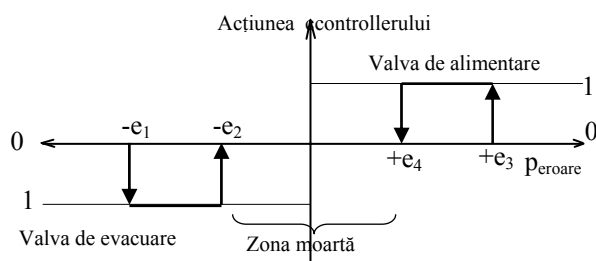


Fig. 8.37 Controlul presiunii, de tip bang-bang

Din fig.8.37 se observă că dacă:

- eroarea este mare (de ordinul zecilor de mbar) și negativă: $-e_1$, deci se dă comanda de deschidere a valvei de evacuare, care rămâne deschisă până când eroarea scade la o valoare acceptabilă, $-e_2$;
- eroarea este de asemenea mare dar este pozitivă: $+e_3$, se comandă deschiderea valvei de alimentare până când eroarea scade la o valoare acceptabilă, $+e_4$.

Întrucât valvele folosite trebuie alimentate la 24 V curent continuu, este nevoie de o interfață între circuitele de comandă ale microcontrollerului și solenoizii valvelor respective. Circuitul de interfață conține un integrat ULN2003a cu tranzistori, capabili de tensiuni și curenți mari și un releu de 12 V, ce are rolul de a închide și deschide circuitele în care se găsesc solenoizii.

Senzorul de presiune

Urmărirea valorilor presiunii se face cu senzor de presiune digital (fig.8.38), de tip ISE4B, fabricat de firma SMC, având caracteristicile prezentate în Anexe.



Fig. 8.38 Senzorul de presiune

Traductorul de presiune folosit permite afișarea valorilor presiunii în intervalul $-1 \text{ bar} \dots +10 \text{ bar}$, folosind unități de măsură variate: kPa, MPa, mmHg,

kgf/cm², psi, bar. Sensorul este setat să citească presiuni la fiecare 15 ms. Caracteristica traductorului este una liniară și este prezentată în fig.8.39.

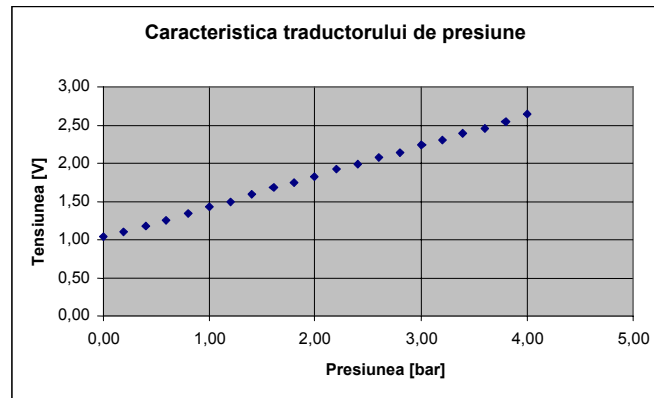


Fig. 8.39 Caracteristica senzorului de presiune

Pe baza valorilor măsurate, s-a stabilit ecuația caracteristicii traductorului:

$$y=1+0,41x \quad (8.13)$$

unde x este semnalul de intrare în traductor (presiunea) și y semnalul de ieșire (tensiunea).

Deoarece tensiunea de alimentare a senzorului de presiune poate fi 12 V sau 24 V este nevoie și aici de un circuit de interfață cu microcontrollerul.

Traductorul unghiular

Datorită costurilor extrem de ridicate ale traductoarelor unghiulare specifice (rotary encoder) am recurs la o soluție de compromis folosind un potențiomtru împreună cu un raportor. Potențiomtrul cu rezistența de 50 k Ω se alimentează cu 5 V. El furnizează la ieșire semnal analogic între 0 și 5 V, pe care-l trimite la microcontroller, prin intermediul convertorului A/D. Deoarece acesta din urmă convertește semnale cu valori între 0 și 2,5 V este nevoie de interfață între traductor și controller. Pentru asta se folosește un divizor de tensiune cu două rezistențe (fig.8.40) care reduce semnalul de la 0-5 V la 0-2,5 V. Diodele D_1 și D_2 asigură protecția circuitului iar condensatoarele C_1 și C_2 asigură filtrarea semnalelor. Interfața mai conține și un integrat MCP602 pe post de amplificator.

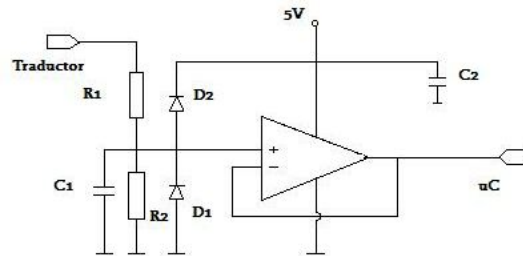


Fig. 8.40 Circuitul de interfață al traductorului

Caracteristica traductorului care exprimă legătura între semnalul de intrare x (unghiul) și cel de ieșire y (tensiunea), este reprezentată în fig.8.41 și este descrisă de ecuația:

$$y = 0,01 x + 1,1 \quad (8.14)$$

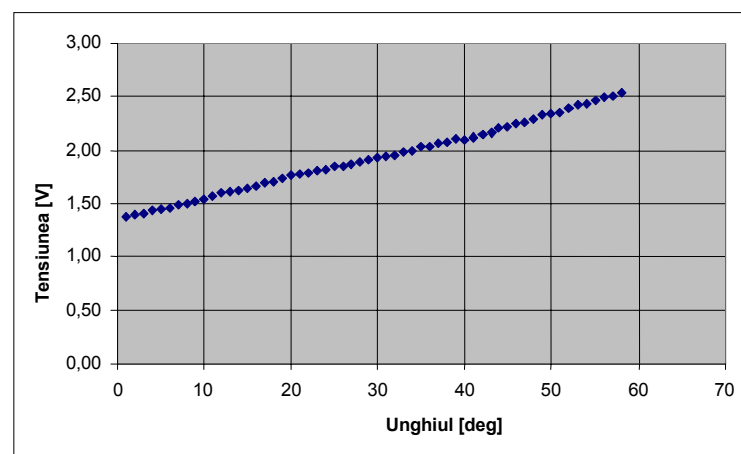


Fig. 8.41 Caracteristica traductorului unghiular

Surse de tensiune

- Pentru alimentarea solenoidelor valvelor : 24 V
- Pentru alimentarea microcontrolerului și a circuitului de comandă al valvelor: 12 V
- Pentru traductoare: 5 V (prin stabilizator)

Standul experimental construit în cadrul Laboratorului de Pneumatică al Facultății de Automatizări și Calculatoare din Cluj-Napoca este prezentat în imaginea din fig.8.42.

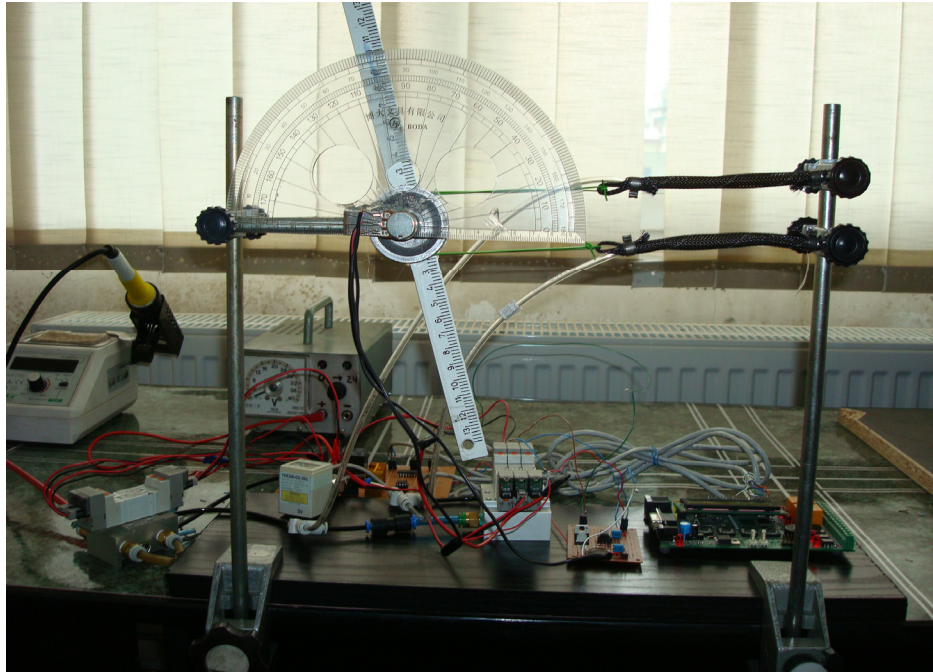


Fig. 8.42 *Imaginea standului experimental folosit pentru controlul poziției unei articulații rotative*

8.2.4 Organigrama programului de reglare a presiunii

Sintetizând cele spuse anterior, concluzionăm că pentru controlul poziției articulației se compară starea de referință dorită cu starea instantanee a sistemului. Funcție de eroarea înregistrată, pozitivă sau negativă, se dă semnalul de comandă de către controller. Aplicând algoritmul de reglare bang-bang rezultă că, dacă eroarea este pozitivă înseamnă că unghiul realizat este mai mic decât cel dorit și în consecință se alimentează mușchiul agonist și scade presiunea în mușchiul antagonist iar dacă eroarea este negativă, înseamnă că unghiul este mai mare și este necesar să se reducă presiunea în mușchiul agonist în același timp ce crește presiunea în celălalt. Când unghiul este în limitele de eroare, și s-a stabilit această eroare la 4° , atunci sistemul se menține în starea de etanșare.

În realitate, interfața standului experimental utilizat pentru încercări, are două regulatoare proporționale, unul pentru unghi și unul pentru presiune, ca în fig.8.43.

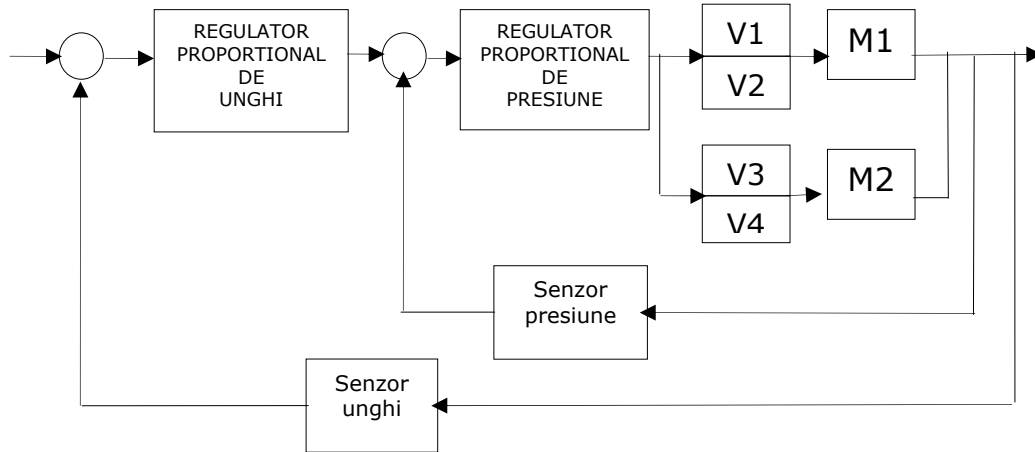


Fig. 8.43 Schema de reglare a standului

Algoritmul de reglare a presiunii pentru controlul poziției articulației presupune:

- stabilirea poziției unghiulare dorite;
- citirea valorii instantanee a poziției;
- calcularea erorii față de valoarea de referință, cu regulatorul PID;
- calcularea comenzii pentru valve, cu ajutorul regulatorului P;
- aplicarea comenzii de creștere sau scădere a presiunii în mușchi;
- obținerea unei erori de poziție finală acceptabilă.

Organigrama (schema logică a) programului de reglare a presiunii permite sublinierea structurilor de derulare a algoritmului și este prezentată în fig.8.44.

Implementarea acestui program și testarea lui pe stand s-a dovedit acceptabilă într-un domeniu unghiular de aproximativ 100° , cu erori finale ale poziției de 4° , dar în absența unui moment rezistent aplicat. Pentru a avea controlul asupra poziției și în sarcină, sunt necesari și traductori de moment sau de forță și în cazul acesta de încă o buclă în schema de control. Rămâne ca un studiu ulterior să completeze cercetările făcute cu noi date și experimente.

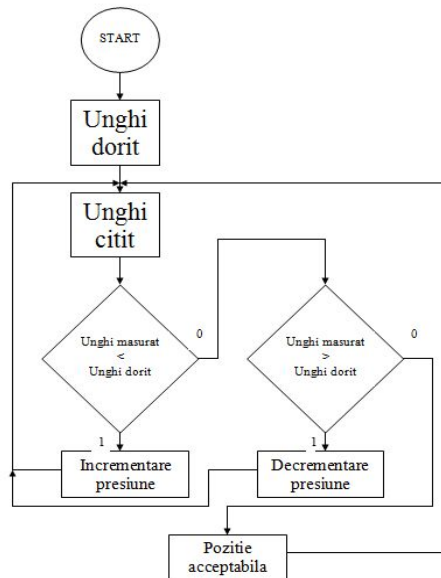


Fig. 8.44 Organigrama programul de reglare a presiunii

8.3 Concluzii și contribuții

În prima parte a acestui capitol, am urmărit determinarea pe cale experimentală a caracteristicilor funcționale ale mușchiului pneumatic cu împletitură tip MAS10-200N-AA-MC-K, supus la diverse presiuni de alimentare cuprinse între 0 și 7 bar și în diferite condiții de încărcare, cu mase între 1 și 8 kg.

Pornind apoi de la modelul teoretic studiat, al articulației rotative acționată cu mușchi antagoniști, am realizat un stand experimental cu scopul de a valida rezultatele obținute prin modelarea matematică. Cele mai importante etape parcurse au fost:

- stabilirea de variante ale schemei standului și alegerea schemei optime și accesibile;
- proiectarea 2D și 3D în AutoCAD 2005 a standului experimental;
- realizarea practică a standului în cadrul S.C. Ramira S.A Baia-Mare;
- efectuarea măsurărilor cu ajutorul aparaturii existente în Laboratorul de Acționări pneumatice al Departamentului de Mecatronică, Facultatea de Mecanică din Timișoara;
- elaborarea unor algoritmi de calcul în Matlab, destinați afișării grafice a curbelor de variație ale parametrilor înregistrați;
- analizarea rezultatelor experimentale.

În partea a doua am studiat funcționarea mușchilor pneumatici cu împletitură de tip Shadow, urmărind modul în care poate fi controlată poziția articulației, prin reglarea presiunilor în cei doi mușchi antagoniști. În acest sens, am parcurs următoarele etape:

- analiza mai multor variante și elaborarea unei scheme bloc adecvate pentru tema propusă;
- stabilirea necesarului de echipamente pneumatice, electrice și mecanice, pentru schema proiectată și disponibilitatea acestora, după care s-a trecut la construirea standului experimental;
- testarea echipamentele folosite și trasarea caracteristicilor lor de funcționare;
- trasarea câtorva caracteristici ale mușchiului pneumatic Shadow;
- realizarea unui program de reglare a presiunii, în mușchi, cu ajutorul valvelor electromagnetice și testarea lui pe stand;
- aprecieri asupra calităților de actuatori ale mușchilor pneumatici și evidențierea câtorva probleme încă nerezolvate privind folosirea lor în aplicații mobile.

În urma experimentelor făcute și ținând cont de condițiile de lucru existente, se poate concluziona că mușchii pneumatici cu împletitură se bucură de multe calități care îi recomandă pentru utilizarea în domeniul protezării și reabilitării. Astfel s-a constatat că pe lângă faptul că sunt ușori, au gabarit mic și nu necesită elemente intermediare, forțele dezvoltate sunt însemnate, timpii de răspuns sunt acceptabili, energia consumată este mică iar precizia de poziționare poate fi îmbunătățită dacă se dispune de echipamente performante. Rămâne însă inconvenientul legat de sursa de aer comprimat (compresorul) și de faptul că sunt necesare surse de tensiune diferite și elemente de interfață care conduc la creșterea complexității sistemelor.

Bibliografie

[C4], [D23], [D24], [K1], [N4], [T3], [V1]

9. CONTRIBUȚII LA MODELAREA MUȘCHIULUI PNEUMATIC ARTIFICIAL CU ÎMPLETITURĂ, PRIN METODA ELEMENTULUI FINIT

9.1 Aspecte de bază ale metodei elementului finit

9.1.1 Probleme de modelare numerică

În istoria dezvoltării ingineriei, preponderentă a fost la început, evaluarea cantitativă a aspectelor materiale, bazată pe tehnica măsurătorilor. Pentru a obține mai multe date despre materialele, sistemele și procesele studiate s-au dezvoltat în mod sistematic experimente de laborator. Pe aceste baze experimentale s-a fundamentat întregul calcul ingineresc legat de proiectarea și validarea diferitelor obiective realizate.

Creșterea treptată a complexității sistemelor tehnice a evidențiat însă limitările acestui calcul și imposibilitatea practică de reproducere în laborator a unor procese industriale. Dificultățile generate de configurațiile geometrice din ce în ce mai complexe ale structurilor, de modul de încărcare și rezemare al acestora, precum și de varietatea proprietăților mecanice ale materialelor folosite au făcut ca în general, calculul analitic să fie condus pe structuri simplificate din punct de vedere geometric, mecanic și chiar fizic numite *modele simplificate*. Adesea este însă preferabil ca în locul soluției exacte a unui model simplificat să se obțină o *soluție aproximativă* a unei probleme reale.

Pentru rezolvarea acestor probleme practice tot mai complexe s-a realizat o sinteză între gândirea analitică și cea experimentală, ceea ce a condus la conceptul de *experiment numeric*. [O1]. Acesta modelează evoluția unui proces fizic, pornind de la modelul său analitic descris sub formă matematică prin ecuații diferențiale și transpus într-o formă accesibilă implementării pe calculator. Impunându-se modelului numeric condiții inițiale și la limită, se obțin variații ale parametrilor investigați similar cu datele experimentale obținute în laborator. Aceste soluții aproximative obținute prin metode numerice necesită un efort de calcul mare care a devenit posibil odată cu perfecționarea sistemelor hardware și software.

Modelarea numerică s-a dezvoltat pe trei direcții, generând trei metode:

- metoda diferențelor finite;
- metoda elementelor de frontieră;
- metoda elementelor finite.

Metoda diferențelor finite are la bază *modelul diferențial* al fenomenului studiat, care este transformat într-unul numeric folosindu-se procedeul de *aproximare locală punctiformă* a variabilelor de câmp. Prin aceasta, sistemul de ecuații diferențiale cu derivate parțiale valabil pentru orice punct al domeniului analizat, se transformă într-un sistem de ecuații algebrice cu diferențe finite valabile

numai pentru anumite puncte ale domeniului care definesc rețeaua de discretizare a modelului.

Dezavantajul principal al acestei metode îl constituie utilizarea unei *rețele rectangulare* de discretizare care face dificilă utilizarea ei pe domenii cu suprafețe sau contururi curbe. Alt dezavantaj este legat de problemele de stabilitate și convergență a soluțiilor.

Metoda elementelor de frontieră este limitată de alegerea doar a acelor funcții de formă care satisfac operatorul diferențial, în interiorul domeniului. Metoda are la bază fizica matematică, metoda integrării de frontieră, metoda singularității și metoda funcției Green.

Metoda elementelor finite (MEF) se bazează pe un *model integral* al fenomenului studiat, obținut în mod direct prin calcul sau prin derivare din modelul din diferențial, cu ajutorul calculului variațional sau al reziduurilor ponderate. Spre deosebire de metoda diferențelor finite, unde aproximarea are un caracter pur matematic, la metoda elementelor finite aproximarea provine în urma unei discretizări de natură fizică. Metoda elementelor finite are la bază *aproximarea locală pe porțiuni* (subdomenii) a variabilelor de câmp.

Datorită folosirii unor funcții continue pe porțiuni, necondiționate de o rețea rectangulară, cu ajutorul acestei metode se pot discretiza corpuri geometrice de forme oarecare. Utilizată inițial la calculul mecanic în ingineria aerospațială precum și la analiza și proiectarea construcțiilor, metoda s-a extins asupra tuturor problemelor legate de continuul material. Metoda se pretează la automatizare, algoritmul ei de calcul fiind formulat matricial, permițând o abordare unitară a analizelor statice și dinamice, liniare și neliniare ale structurilor.

Metoda elementelor finite a devenit astăzi o componentă de bază a sistemelor moderne de proiectare asistată de calculator (CAD) cu ajutorul cărora inginerul proiectează un *model virtual* [G2], îi studiază comportarea, trage concluzii privind performanțele acestuia și acționează în vederea optimizării sale.

9.1.2 Principiul metodei elementului finit

În domeniul construcțiilor de mașini, aparate, echipamente și instalații, componenta de bază a unui sistem analizat prin FEM este o *structură* (ansamblu de bare, plăci, învelișuri, solide) ce trebuie să asigure o anumită funcționalitate bine stabilită și să răspundă și unor cerințe de: rezistență, stabilitate, durabilitate, disponibilitate tehnologică, costuri etc.

Conform metodei elementului finit, structurile continue sunt alcătuite dintr-un număr finit de elemente mai mici, discrete, numite *elemente finite*, obținute în urma operației de *discretizare*. Elementele finite sunt continue în cuprinsul lor, fiind legate între ele prin *noduri* sau *conexiuni*.

Analiza modului de comportare al unei structuri date, se face pornindu-se de la comportarea unui singur element finit, rezultatele obținute fiind apoi extrapolate asupra tuturor celorlalte elemente finite ale structurii, pe principiul „de la parte la întreg” [C9]. Analiza elementului finit se concretizează în stabilirea unor caracteristici globale, cum ar fi *rigiditatea* sau *flexibilitatea*. În primul caz, metoda de rezolvare poartă numele de *metoda deplasărilor* și operează cu matricea de rigiditate iar în al doilea caz, este vorba de *metoda eforturilor (tensiunilor)* și de matricea de flexibilitate. Dintre cele două metode este preferată prima, mult mai intuitivă și pretabilă la automatizare integrală (rezolvare computerizată).

9.1.3 Algoritmul de rezolvare a unei probleme prin metoda elementului finit

Rezolvarea unei probleme ingineresti prin metoda elementului finit, presupune parcurgerea secvențială a unui număr de etape, prezentate în cele ce urmează.

A. Formularea problemei

Este prima și cea mai importantă etapă, de ea depinzând întregul proces de rezolvare și interpretare a rezultatelor. Se specifică tipul de problemă ce urmează a fi rezolvată cu metoda elementului finit și care poate fi:

- *problemă de echilibru* a cărei soluții sunt independente de timp, de ex: determinarea tensiunilor mecanice și a deplasărilor în corpurile solide; determinarea câmpului de viteze și presiuni într-un fluid aflat în mișcare; stabilirea distribuției de temperaturi a unui sistem termic în cadrul transferului de căldură cu mediul ambiant;
- *problemă cu valori proprii (problemă de analiză armonică sau spectrală)* care se referă la determinarea unor frecvențe naturale și moduri de vibrație a unor corpuri solide sau a unor fluide în regim staționar;
- *problemă de propagare (de difuziune sau de regimuri tranzitorii)* rezultată din problemele anterioare, cu luarea în considerare a dimensiunii temporale.

Se precizează apoi *regimul de funcționare al sistemului*, referitor la care problemele ce se pun pot fi împărțite în: statice și dinamice (în cazul corpurilor solide) sau staționare și tranzitorii (în cazul mediilor fluide).

Această etapă este parcursă de proiectant, bazându-se pe un volum mare de informații care să-i permită formularea corectă a problemei. În continuare se apelează la suportul asigurat de proiectarea asistată și la beneficiul tehnicilor computerizate.

B. Etapa de PRE-PROCESARE

Aceasta se referă în principal la:

- *modelarea geometrică a structurii analizate*: de multe ori geometria este una complexă, greu de descris matematic și de discretizat în elemente finite, mai ales în cazul analizelor tridimensionale; de aceea se recurge la o idealizare a corpului analizat prin simplificări geometrice care însă să nu afecteze sensibil rezultatele cercetării;
- *alegerea materialelor folosite, grupate în*: materiale elastice liniare sau neliniare, materiale vâsco-elastice, materiale plastice; fiecare dintre acestea are comportări specifice sub acțiunea sarcinilor externe, descrise de legile lor constitutive, luate în considerare la elaborarea modelului analitic; o ipoteză de material foarte importantă este aceea de a considera corpul analizat ca un mediu continuu, în general omogen și izotrop sau eventual, neomogen dar numai până la nivelul elementului finit; o structură este considerată durabilă dacă materialul ales rezistă la condițiile de efort maxim;

- *discretizarea (împărțirea) modelului structurii analizate în **elemente finite***, care reprezintă subdomenii adiacente și cu interior disjunct, interconectate în noduri și având drept frontiere comune: linii sau suprafețe nodale. Unicitatea frontierei comune a două elemente finite alăturate nu este afectată de procesul de deformare al corpului, nefiind acceptate desprinderi (goluri) sau întrepătrunderi ale frontierelor. Un element finit reprezintă un întreg, supus unui ansamblu de condiții și ipoteze. Din punct de vedere informatic, el este un model capabil să prelucreze extrem de precis, un volum mare de informații.

Tipurile de elemente finite se aleg funcție de natura problemei de rezolvat și de felul structurii analizate. Astfel, elementele finite sunt definite prin:

- numărul de dimensiuni: elemente de tip punct (elemente de masă), elemente unidimensionale (elemente de tip bară dreaptă sau curbă), elemente bidimensionale (de tip placă) sau elemente tridimensionale (spațiale);
- forma și implicit numărul lor de noduri (cele bidimensionale pot fi: triunghiuri, pătrate, dreptunghiuri, patrulatere oarecare în timp ce cele tridimensionale: tetraedre, hexaedre sau cilindri);
- funcțiile de aproximare asociate (liniare, pătratice, cubice);
- structura lor nodală (elemente finite nodale- caracterizate în exclusivitate prin nodurile lor sau elemente finite hibride sau mixte, la care structura nodală este completată cu parametri independenți definiți în interiorul elementului finit).

Alegerea unui tip de element finit sau a altuia se bazează în primul rând pe forma structurii analizate dar și pe alți factori determinanți pentru discretizare cum ar fi, compromisul între precizia soluției obținute și performanțele sistemelor software de proiectare utilizate. Astfel, pentru un înveliș subțire de forma celui din fig.8.1 pot fi utilizate tipuri diferite de elemente finite.

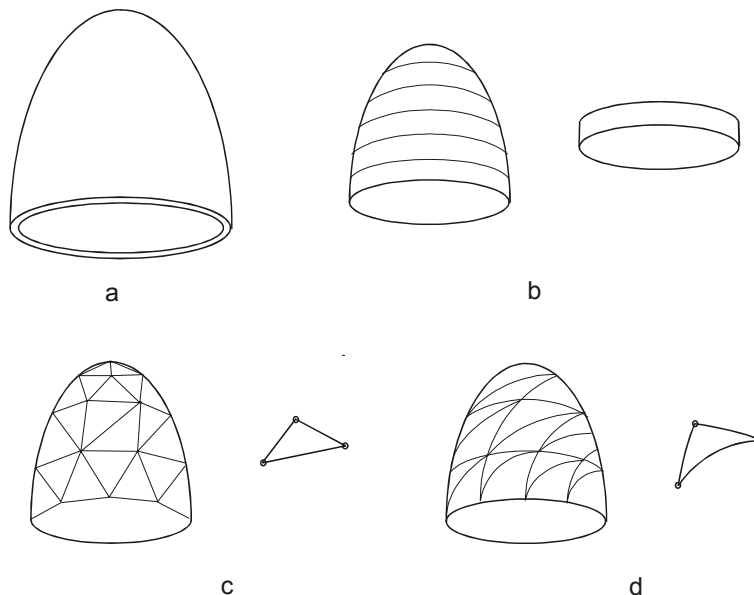


Fig. 9.1 Discretizarea unui înveliș (a) având pereți subțiri, cu elemente finite: Inelare (b); triunghiulare liniare (c); triunghiulare pătratice (d)

Numărul și mărimea elementelor finite influențează de asemenea precizia soluției finale a problemei într-un raport direct și respectiv invers proporțional. Indiferent de mărimea sau forma elementului finit, un grad ridicat de uniformitate a discretizării, realizat prin rapoarte ale laturilor apropiate de unitate, conduce la obținerea mai rapidă a soluției numerice.

- stabilirea restricțiilor (constrângerilor) la care este supus modelul analizat;
- aplicarea încărcărilor la care este supusă structura analizată.

C. Etapa de PROCESARE (de calcul) și obținerea soluției numerice a problemei

Discretizarea este urmată de alegerea funcției de aproximare sau interpolare locală pentru fiecare element finit în parte. Funcțiile de interpolare sunt cel mai adesea polinoame al căror grad și coeficienți trebuie să asigure o aproximare cât mai bună a soluției exacte (cu cât gradul polinomului este mai mare cu atât elementul finit este mai performant).

C1 Deducerea ecuațiilor elementale

Acestea descriu comportarea materialului sau mediului în cuprinsul unui element finit și formează un sistem de atâtea ecuații câte *grade de libertate* sunt pe element (numărul acestor grade de libertate se obține înmulțind numărul funcțiilor necunoscute dintr-un nod cu numărul de noduri al elementului finit).

Ecuațiile elementale pot fi deduse prin următoarele procedee:

- *procedeul direct*, derivat din mecanica structurilor și având la bază formularea matricială a metodei clasice a deplasărilor; se poate aplica numai în cazul structurilor simple, cum ar fi de exemplu cele alcătuite din bare;
- *procedeul variațional (integral)*, care presupune minimizarea energiei totale a solidului elastic, în baza staționarității valorii energiei potențiale, în poziția de echilibru; formularea variațională extinde aplicabilitatea metodei elementului finit la probleme din cele mai complexe, mecanice și termice;
- *procedeul reziduurilor ponderate*, care oferă posibilitatea rezolvării și acelor probleme la care funcționala de minimizat este dificil de obținut sau nu există și când minimizarea se aplică reziduuului; de exemplu, la analiza regimurilor termice tranzitorii;
- *procedeul bilanțului energetic*, care pornind de la prima lege a termodinamicii extinde posibilitatea de rezolvare prin metoda elementului finit a problemelor liniare și neliniare caracteristice câmpurilor continue, termice și electromagnetice.

Ca urmare a aplicării unuia dintre aceste procedee se obțin, pentru toate elementele finite ale structurii analizate, câte un sistem de ecuații elementale de forma:

$$[k] \cdot \{\varphi\} = \{r\} \quad (9.1)$$

în care $[k]$ este matricea caracteristicilor fizico-geometrice ale materialului elementului (*matricea de rigiditate*); $\{\varphi\}$ reprezintă vectorul funcțiilor nodale

necunoscute pe elementul finit (valorile necunoscute ale funcției în noduri); $\{r\}$ vectorul încărcărilor (forțelor) exterioare aplicate pe elementul finit. Dacă funcțiile nodale necunoscute sunt deplasări se vorbește de un *model al deplasărilor* iar dacă necunoscutele sunt tensiuni, de un *model al tensiunilor*. Pentru modelul deplasare se admite că în urma unei solicitări oarecare a structurii, starea deformată a acestuia este determinată de deplasările tuturor nodurilor în raport cu starea nedeformată. Fiecare nod poate avea maxim 3 deplasări liniare și 3 deplasări unghiulare, deci 6 grade de libertate.

Determinarea ecuațiilor elementale ale elementului finit, în analiza statică a unei structuri elastice

Pentru o structură elastică omogenă și izotropă, legătura între tensiuni și deformații specifice se exprimă prin legea lui Hooke generalizată, scrisă sub formă matricială:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{E}{(1 + \mu)(1 - 2\mu)} \begin{bmatrix} 1 - \mu & \mu & \mu & 0 & 0 & 0 \\ \mu & 1 - \mu & \mu & 0 & 0 & 0 \\ \mu & \mu & 1 - \mu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1 - 2\mu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1 - 2\mu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1 - 2\mu}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \epsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} \tag{9.2}$$

în care E este modulul de elasticitate și μ este coeficientul lui Poisson. Relația (9.2) poate fi scrisă sub forma concentrată:

$$\{\sigma\} = [E]\{\epsilon\} \tag{9.3}$$

După cum se vede, starea de deformare oarecare este caracterizată prin șase componente ale deformațiilor specifice: trei deformații liniare $\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z$ și trei deformații unghiulare $\gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}$, legate la rândul lor, de componentele deplasărilor: u, v și w , prin ecuațiile cu derivate parțiale:

$$\epsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right]$$

$$\epsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right]$$

$$\begin{aligned}\varepsilon_z &= \frac{\partial w}{\partial z} + \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] \\ \gamma_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial x} \cdot \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \cdot \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial x} \cdot \frac{\partial w}{\partial y} \\ \gamma_{yz} &= \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial u}{\partial y} \cdot \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial v}{\partial y} \cdot \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \cdot \frac{\partial w}{\partial z} \\ \gamma_{zx} &= \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial u}{\partial z} \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial z} \cdot \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial z} \cdot \frac{\partial w}{\partial x}\end{aligned}\quad (9.4)$$

Termenii pătratici din relația (9.4) sunt cu aproximativ două ordine de mărime mai mici decât ceilalți și pot fi neglijăți cu o bună aproximație, pentru multe probleme ingineresti. Rezultatul este obținerea unor relații liniare între deformații și deplasări, caracteristice calcului structurilor în domeniul liniar elastic.

Dacă se folosește procedeul variațional, ecuațiile integrale care exprimă echilibrul structurii analizate, se obțin prin minimizarea unei funcționale. Această funcțională este energia potențială totală (potențialul total) al elementului finit, Π , care se compune din energia potențială de deformație, U , și energia potențială (potențialul) a forțelor exterioare, W .

$$\Pi = U + W \quad (9.5)$$

Dacă se consideră că sistemul este unul conservativ, la care nu se disipă energie în timpul deformației, între lucrul mecanic al forțelor exterioare, L_{ext} și potențialul acestora, W , există relația $W = -L_{ext}$, astfel că potențialul total este:

$$\Pi = U - L_{ext} \quad (9.6)$$

Energia consumată pentru deformarea unui element finit de volum V , este:

$$U = \frac{1}{2} \int_V \{\varepsilon\}^T [E] \{\varepsilon\} dV \quad (9.7)$$

Forțele exterioare care produc lucru mecanic sunt, în general:

- forțe de volum (gravitaționale) aplicate elementului finit

$$\{G\}^T = \{G_x, G_y, G_z\},$$

- forțe de suprafață (presiuni) pe elementul finit

$$\{P\}^T = \{P_x, P_y, P_z\},$$

- forțe concentrate în nodurile elementului finit

$$\{F\}^T = \{F_x, F_y, F_z\}.$$

Vectorul deplasărilor unui punct, din interiorul elementului finit, în direcțiile axelor de coordonate x, y, z , se notează:

$$\{\delta\}^T = \{u, v, w\} \quad (9.8)$$

Cu acestea, lucrul mecanic al forțelor exterioare, pentru un element finit, este:

$$L_{ext} = \int_V \{\delta\}^T \{G\} dV + \int_S \{\delta\}^T \{P\} dS + \{\delta\}^T \{F\} \quad (9.9)$$

Cu relațiile (9.7) și (9.9) introduse în relația (9.6) se obține potențialul total al elementului finit:

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_V \{\varepsilon\}^T [E] \{\varepsilon\} dV - \int_V \{\delta\}^T \{G\} dV - \int_S \{\delta\}^T \{P\} dS - \{\delta\}^T \{F\} \quad (9.10)$$

Legătura între deplasările unui punct al elementului finit, $\{\delta\}$, și deplasările din nodurile acestuia (deplasările nodale u_i, v_i, w_i), se face prin funcții de interpolare, N_i , unde i reprezintă numărul nodurilor elementului finit. Cu acestea, elementele vectorului de deplasare sunt de forma:

$$u = \sum_i N_i u_i \quad ; \quad v = \sum_i N_i v_i \quad ; \quad w = \sum_i N_i w_i \quad (9.11)$$

și se poate scrie:

$$\{\delta\} = [N] \{d\} \quad (9.12)$$

$$\{d\} = \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \\ w_i \end{Bmatrix}$$

unde este vectorul deplasărilor nodale ale elementului finit.

Pe de altă parte, și vectorul deformațiilor specifice $\{\varepsilon\}$ este legat de vectorul deplasărilor nodale $\{d\}$ printr-o matrice de legătură (de transformare a deplasărilor în deformații), $[B]$, specifică fiecărui tip de element finit și fiecărei probleme în parte. Aceasta se poate scrie:

$$\{\varepsilon\} = [B] \{d\} \quad (9.13)$$

Prin transpunerea relațiilor (9.12) și (9.13) și având în vedere că transpusa unui produs matricial este egală cu produsul comutat al transpuselor și că

$\{\delta\}^T \{F\} = \{d\}^T [N]^T \{F\} = \{d\}^T \{Q\}$, se obține o relație în care potențialul total Π depinde numai de deplasările nodale $\{d\}$.

$$\Pi = \frac{1}{2} \{d\}^T \int_V [B]^T [E][B] dV \{d\} - \{d\}^T \int_V [N]^T \{G\} dV - \{d\}^T \int_S [N]^T \{P\} dS - \{d\}^T \{Q\} \quad (9.14)$$

Aceasta reprezintă funcționala căutată.

În conformitate cu principiul lui Hamilton, această funcțională admite un extrem (minim), dacă derivata sa în raport cu deplasările nodale este nulă, adică:

$$\int_V [B]^T [E][B] dV \{d\} - \int_V [N]^T \{G\} dV - \int_S [N]^T \{P\} dS - \{Q\} = 0 \quad (9.15)$$

Dacă în relația (9.15) notăm:

$$\int_V [B]^T [E][B] dV = [k] \quad (9.16)$$

și

$$\left(\int_V [N]^T \{G\} dV + \int_S [N]^T \{P\} dS \right) + \{Q\} = \{r\} \quad (9.17)$$

se obține o relație de aceeași formă cu relația (9.1):

$$[k] \cdot \{d\} = \{r\} \quad (9.18)$$

în care $[k]$ reprezintă matricea de rigiditate a elementului finit și $\{r\}$ este vectorul sarcinilor exterioare.

Matricea de rigiditate depinde doar de coordonatele geometrice ale nodurilor și de caracteristicile mecanice ale materialului (E, μ).

Ecuția (9.18) reprezintă un sistem algebric liniar asociat unui singur element finit. Urmează un proces de asamblare în urma căruia se obține sistemul algebric liniar al întregii structuri.

C2 Asamblarea ecuațiilor elementale

Comportarea structurilor discretizate este rezultatul comportării elementelor finite în parte, și se obține prin *asamblarea* sistemelor de ecuații ale elementelor finite în sistemul de ecuații al structurii. Prin asamblare se impune ca, în nodurile comune elementelor, funcția sau funcțiile necunoscute să aibă aceeași valoare.

Se assemblează matricile de rigiditate $[k]$ ale celor m elementelor finite, în matricea de rigiditate $[K]$ a structurii și vectorii încărcărilor pe elemente $\{r\}$, în vectorul încărcării pe toată structura, $\{R\}$.

$$[K] = \sum_m [k] \quad (9.19)$$

$$\{R\} = \sum_m \{r\}$$

În acest fel se obține sistemul liniar, cu m ecuații, al structurii:

$$[K] \cdot \{\Phi\} = \{R\} \quad (9.20)$$

unde $\{\Phi\}$ este vectorul funcțiilor necunoscute pentru întreaga structură.

Realizarea asamblării elementelor finite se face cu respectarea *condițiilor de continuitate* între deformațiile nodale generalizate independente ale elementelor finite și deplasările nodale ale structurii sub acțiune a forțelor exterioare precum și a *condițiilor de echilibru* între forțele nodale generalizate independente și forțele (încărcările) aplicate. Deplasările structurii și încărcările exterioare se exprimă, în general, în raport cu un *sistem global de axe*, asociat structurii analizate, iar deformațiile nodale generalizate independente se definesc față de *sisteme locale de axe*, asociate fiecărui element finit în parte.

Înainte de rezolvarea sistemului de ecuații (9.20) se ține seama și de *condițiile la limită* (de rezemare) pe care trebuie să le îndeplinească structura, în felul acesta obținându-se un *sistem de ecuații redus* care poate fi rezolvat.

C3 Rezolvarea sistemului de ecuații al structurii

Sistemul de ecuații obținut se rezolvă printr-unul din procedeele obișnuite, obținându-se valorile funcțiilor necunoscute (deplasările nodurilor) numite *necunoscute primare sau de ordinul întâi*.

Atunci când nu este suficientă numai cunoașterea necunoscutelor primare, soluțiile sistemului de ecuații se folosesc pentru determinarea *necunoscutelor secundare sau de ordinul doi*. Acestea reprezintă derivate de ordin superior ale necunoscutelor primare (de exemplu, în problemele de elasticitate, necunoscutele primare sunt deplasări nodale în timp ce necunoscutele secundare sunt deformații specifice și tensiuni).

D. Etapa de POST-PROCESARE

Această etapă se referă la afișarea rezultatelor analizei efectuate și interpretarea acestora precum și la concluziile care se desprind, în vederea optimizării modelului analizat și a îmbunătățirii performanțelor.

9.1.4 Plusuri și minusuri ale metodei cu element finit

+ Metoda elementului finit are un grad mare de generalizare, cu aplicabilitate în domenii diverse cum ar fi: mecanica structurilor, mecanica fluidelor,

electricitate, transmiterea căldurii etc. Problemele rezolvate pot fi: liniare, neliniare, de stabilitate, de vibrații , dependente de timp, etc.

+ Datorită volumului impresionant de calcule, interpolări și iterații, metoda beneficiază de suportul convenabil oferit de calculatoarele personale pe care se pot rula programe de analiză cu element finit. Astăzi sunt disponibile pe piață o gamă largă de programe informatice FEM specializate: Cosmos, Nastran, Ansys sau incluse în sisteme de proiectare asistată: AutoCAD Mechanical, Inventor, Solid Works, Solid Edge, ProEngineer, CATIA, etc. care permit rezolvarea de probleme din cele mai complexe.

+ Elaborarea modelului de calcul al unei probleme concrete este la libera alegere a utilizatorului, neexistând practic restricții care să decurgă din metodă. El nu are nevoie de cunoștințe speciale de matematică sau informatică ci doar de o bună experiență inginerască.

- Fiind aplicată pe modele de calcul simplificate, metoda este una aproximativă. Rezultatele analizei cu element finit sunt aproximări ale deplasărilor, tensiunilor, deformațiilor etc. reale ale structurii analizate.

- Chiar și în condițiile ipotezelor simplificatoare, elaborarea modelului de calcul este uneori laborioasă. Utilizatorul unui program FEM trebuie să aibă cunoștințe solide din domeniul mecanic și al rezistenței materialelor, să fie o persoană intuitivă și flexibilă, pentru a realiza un program de calcul complet și corect.

- Indiferent de gradul de generalitate și performanță al unui program FEM, există o serie de limitări ale metodei care decurg din utilizarea numai a anumitor tipuri de elemente finite și proceduri pentru analize. De aceea, periodic apar versiuni noi, actualizate, ale programelor, menite să țină pasul cu evoluția problemelor ce necesită rezolvare.

- În cazul unor modele foarte complexe, resursele sistemelor de calcul, oricât de performante ar fi, sunt depășite.

9.2 Analiza statică computerizată a mușchiului pneumatic cu împletitură

În cazul aplicațiilor dedicate analizei cu element finit (FEA), cu toate că partea de analiză propriu-zisă este bine dezvoltată, există neajunsuri în ce privește interfețele de modelare, care fie nu există, fie sunt incomplete sau greu de utilizat. În primul caz, modelul este realizat cu o aplicație consacrată, făcându-se apoi importul/exportul de date prin „data exchange”. În felul acesta se pierd, de multe ori, informații importante.

Pe de altă parte, programele CAD care utilizează modelarea parametrică, cum este și cazul CATIA V5, dispun de module FEA, dar simplificate comparativ cu prima categorie de aplicații. Comparând totuși avantajele și dezavantajele, la realizarea unei analize prin metoda elementului finit, este recomandabilă păstrarea aceluiași mediu de lucru, atât pentru modelare cât și pentru FEA.

9.2.1 PRE-PROCESAREA

9.2.1.1 Modelarea împletiturii din fibre

a) **Realizarea modelului virtual inițial, sub forma unei elice cilindrice generatoare**

Aplicația software utilizată este Catia V5. Se lansează modulul *Generative shape design* și în generatorul de schițe (*sketcher*) se construiesc, în planul XY, cercurile de bază- interior și exterior- ale elicelor fig.9.2. Se extrudează (*pad*) cercurile și se generează un solid inelar cilindric- fig.9.3, care va servi drept suport pentru rețeaua de fibre și ca suprafețe de sprijin pentru forțele și încărcările necesare analizei.

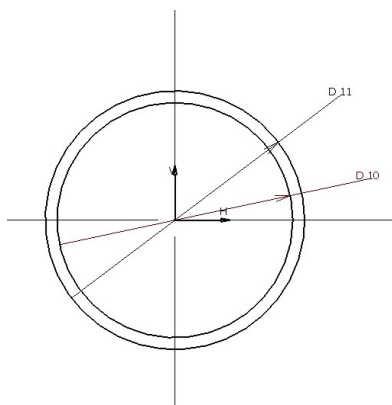


Fig. 9.2 Cercurile de bază ale elicelor generatoare

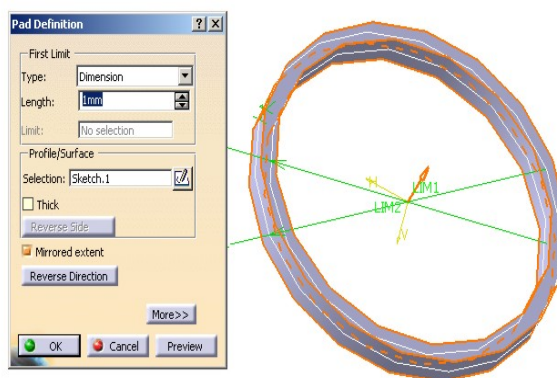


Fig. 9.3 Imaginea 3D a inelului suport

Modelul virtual- fig.9.4 este reprezentat de o elice cilindrică având următoarele caracteristici geometrice: lungimea de 200 mm, diametrul de înfășurare (interior) de 10 mm, diametrul spirei de 0,5 mm, pasul spirei de 25 mm. Se construiește curba generatoare folosind comanda *Helix*- fig.9.5.

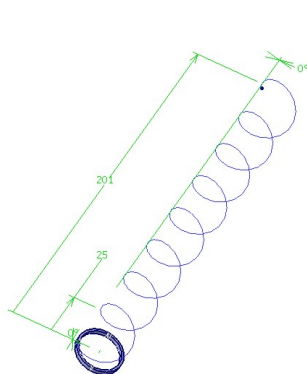


Fig. 9.4 Caracteristicile geometrice ale elicei

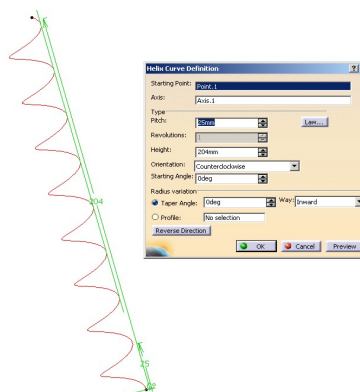


Fig. 9.5 Elicea generatoare

b) Obținerea solidului elicoidal

În punctul de start al elicei și normal la curbă- fig.9.6a, se definește un plan de lucru în care se construiește cercul suport al solidului elicei, având diametrul de 0,5 mm- fig.9.6b.

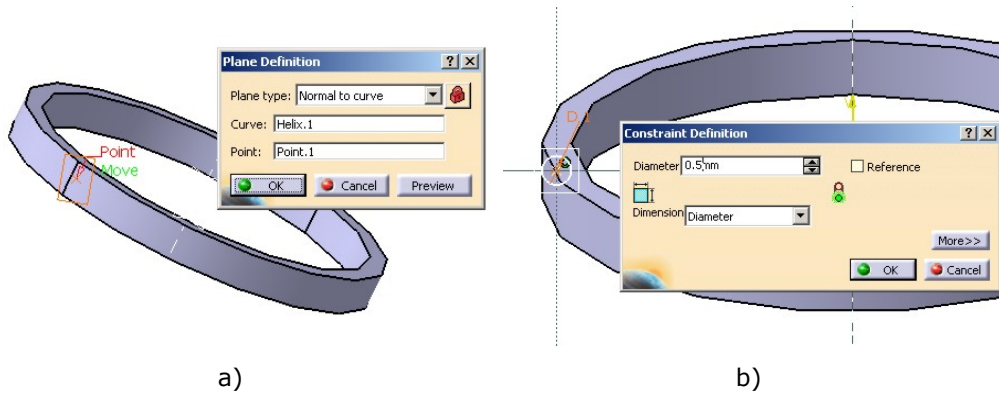


Fig. 9.6 Cercul generator

Cele două elemente generatoare, elicea și cercul vor fi suportul pentru obținerea solidului de tip *Rib*, ca în fig.9.7.

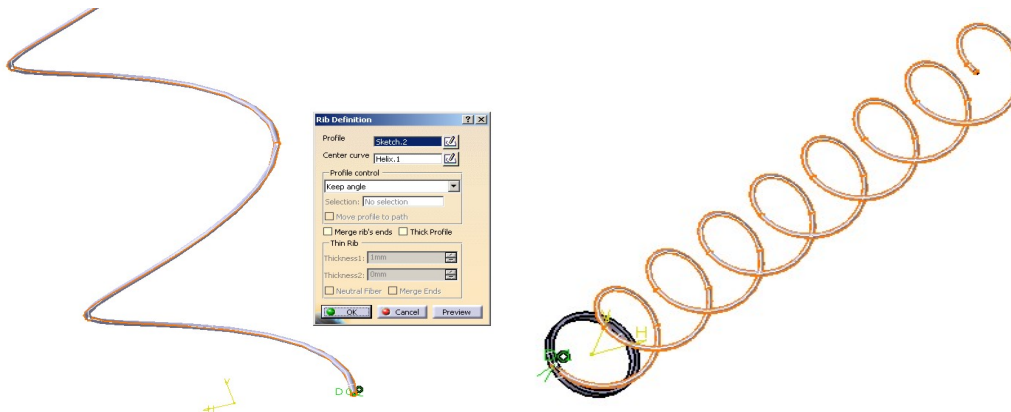


Fig. 9.7 Generarea solidului elicoidal

c) Multiplicarea și oglindirea profilului elicoidal

În mod similar se construiește elicea în oglindă, schimbând doar parametrul care indică sensul de orientare, în cazul de față în sensul acelor de ceasornic-fig.9.8a. Pentru ca modelul 3D să fie cât mai apropiat de împletitura reală, solidele rezultate - fig.9.8b vor fi multiplicare de un număr definit de ori, cu comanda *Circular pattern* și având parametrii din fig.9.8c. Multiplicarea nu poate fi însă prea mare, pentru că un model prea complicat va avea dificultăți la discretizare și obținerea elementelor finite.

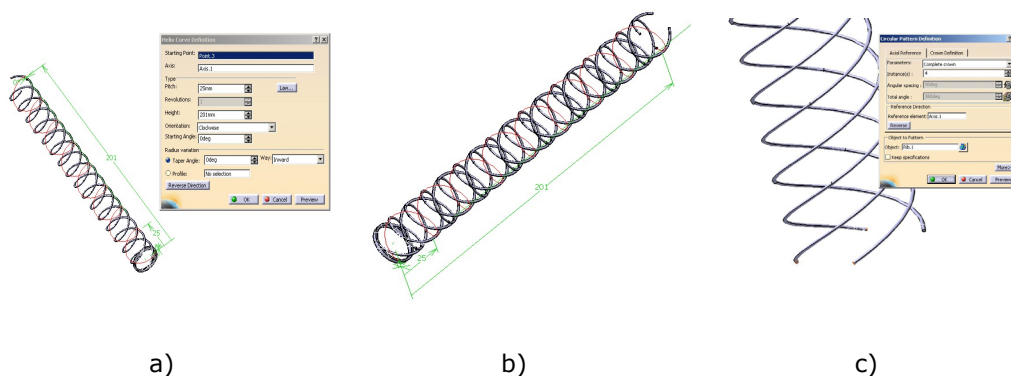


Fig. 9.8 Oglindirea și multiplicarea elicei

d) Pregătirea suprafeței interioare în vederea încărcării

Pentru ca ulterior să poată fi aplicată o presiune interioară pe spire, se extrage prin scădere logică un cilindru de diametru mai mare cu 0,2 mm față de diametrul interior al solidului- fig.9.9a și b. Altfel, suportul de aplicare a presiunii ar fi o curbă (spira elicoidală) și nu o suprafață, incorect din punct de vedere al analizei cu element finit. Se rigidizează solidul rezultat cu inele de întărire la ambele capete- fig.9.10.

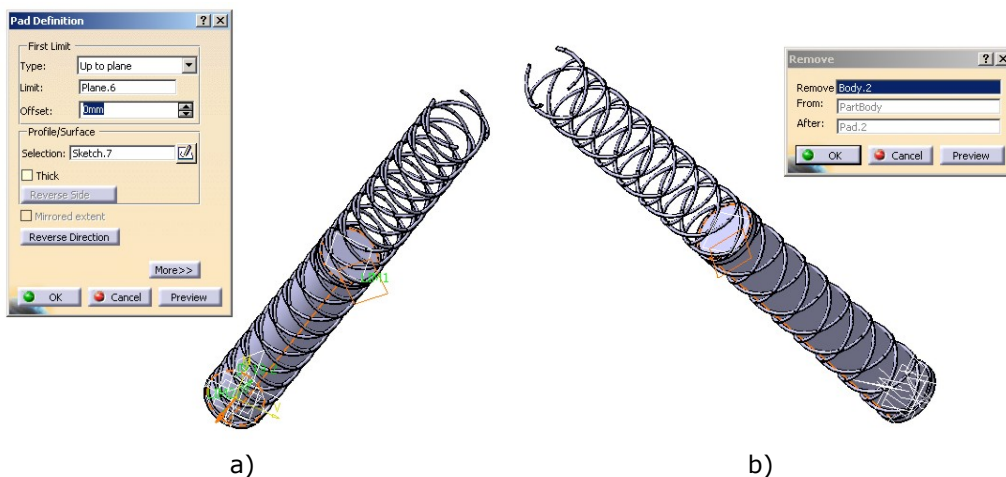


Fig. 9.9 Obținerea suprafeței cilindrice interioare

e) Alegerea materialului

Materialul ales trebuie să corespundă rolului funcțional al modelului și se alege din biblioteca standard cu materiale disponibile, odată cu un set de parametri fizici și mecanici utilizați în desfășurarea analizei- fig.9.11. Rețeaua de fibre elicoidale se consideră ca având proprietăți apropiate de ale kevlar-ului (în Anexă).

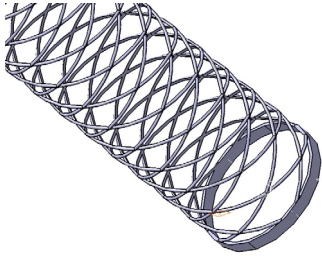


Fig. 9.10 Rețeaua elicoidală rigidizată la capete

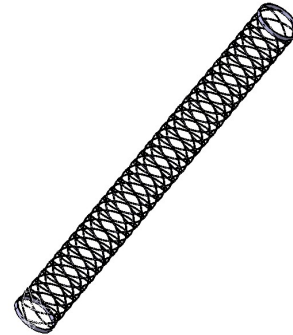
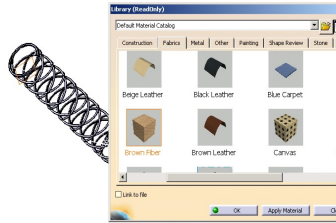


Fig. 9.11 Solidul final

f) Stabilirea parametrilor pentru analiza cu elemente finite a împletiturii

Se accesează apoi modulul *CATIA Generative Structural Analysis* și se stabilește tipul de analiză statică *Static Case*.

Se alege apoi metoda directă de analiză cu elemente finite *Gauss*- fig.9.12, recomandată pentru procesarea modelelor de dimensiuni mici și medii. *Static case solution* va oferi informații privind deformațiile modelului, tensiunile de tip von Mises și mărimea deplasărilor. Se trece mai departe la împărțirea solidului în elemente finite.

f1) Discretizarea modelului

Rezultatul operației de discretizare este obținerea unui „mesh” care, funcție de geometria modelului și de proprietățile materialelor alese, nu este una omogenă. Nodurile sunt mai dese în zonele care anticipează încărcări mai mari sau cele care reprezintă concentratori de tensiuni: racordări, colțuri, încastrări etc.

f2) Alegerea tipului de element finit

Din fereastra *Octree Tetrahedron Mesher* se alege tipul de element parabolic, cu trei grade de libertate, care oferă o discretizare mai precisă dar și mai mare consumatoare de resurse- fig.9.13.

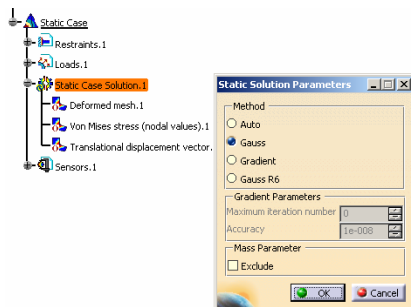


Fig. 9.12 Parametrii soluției statice de tip Gauss



Fig. 9.13 Tipul și parametrii elementului finit

f3) Stabilirea parametrilor elementului finit

Se stabilește mărimea elementului finit de 1mm (fig.9.13) având în vedere că micșorarea exagerată a dimensiunii elementului finit duce la creșterea timpului de procesare și chiar la blocarea resurselor calculatorului.

g) Aplicarea restricțiilor

Pasul următor este aplicarea restricțiilor, adică stabilirea modului de rezemare al modelului, care se face pentru a prelua unele grade de libertate (translații și/sau rotații). Pentru aceasta, solidul este fixat rigid la un capăt cu instrumentul de tip *Clamp*- fig.9.14, în timp ce celălalt capăt este lăsat liber.

h) Aplicarea încărcărilor (forțe, presiuni)

În această etapă esențială a procesului de analiză, se aplică modelului încărcări virtuale care simulează încărcările reale din timpul funcționării.

Astfel, se aplică la capătul liber al solidului o forță liniară, uniform distribuită, de valori progresiv crescătoare: 10, 20, 30, 40, 50, 80, 100 [N]-fig.9.15.

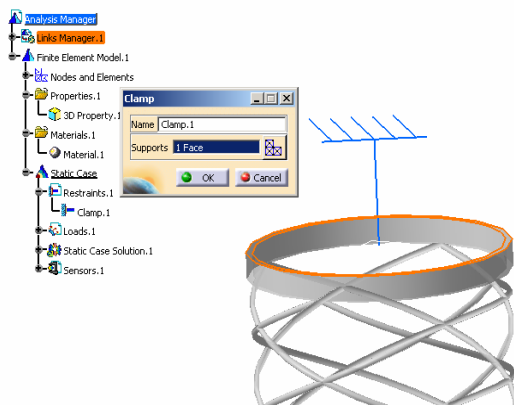


Fig. 9.14 Fixarea rigidă la un capăt al modelului

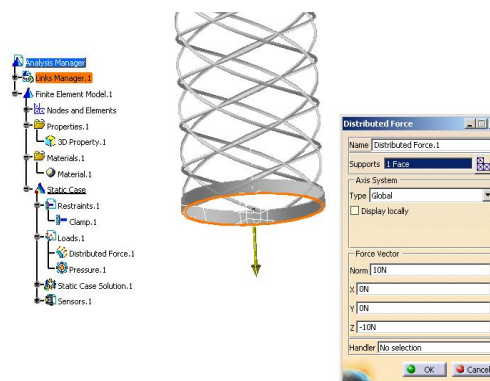


Fig. 9.15 Aplicarea forței la celălalt capăt

Alături de forța aplicată, se adaugă o presiune interioară, având drept suport suprafața cilindrică interioară a modelului, menționată anterior. S-au ales valori ale presiunii de: 1, 2, 3, 4, 5 [bar]- fig.9.16.

La final, modelul discretizat în elemente finite arată ca în fig.9.17.

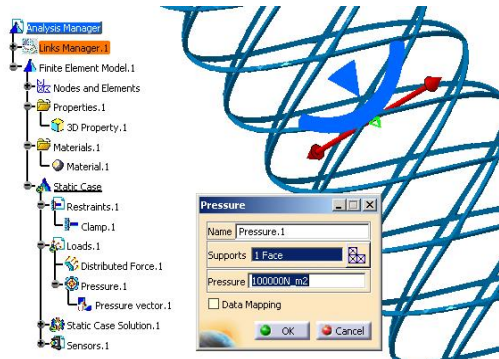


Fig. 9.16 Aplicarea presiunii la interior

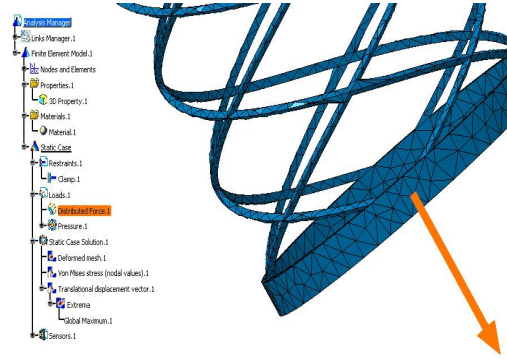


Fig. 9.17 Modelul discretizat în elemente finite

9.2.1.2 Modelarea membranei cilindrice din cauciuc

Pentru membrana cilindrică de cauciuc se parcurg aceiași pași ca în cazul inelelor de sprijin ale rețelei. În *sketcher* se trasează și dimensionează cercul generator, iar în spațiul 2D se extrudează solidul- fig.9.18. Din biblioteca de materiale se aplică proprietățile cauciucului asupra tubului cilindric.

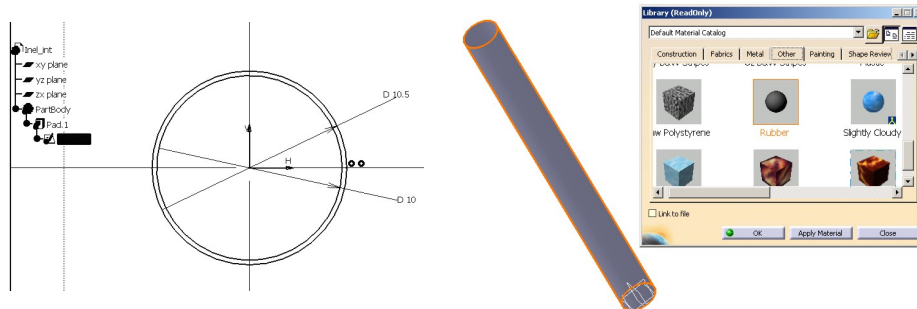


Fig. 9.18 Realizarea tubului de cauciuc

9.2.1.3 Modelarea ansamblului

Pentru realizarea ansamblului se utilizează modulul *Assembly Design*. În spațiul de montaj se inserează reperatele componente: tubul de cauciuc interior, rețeaua de kevlar și un strat cilindric exterior tot din cauciuc. Se pot poziționa obiectele inserate folosind instrumentul *Manipulation Parameters*- fig.9.19.



Fig. 9.19 Pozitionarea reperelor pentru asamblare

În faza inițială obiectele dispun de toate cele șase grade de libertate. Asamblarea presupune aplicarea de constrângeri întreobiecte, astfel încât să fie anulate o parte din gradele de libertate. Constrângerile pot fi de tipul: *Coincidence* pentru suprafețele cilindrice; *Contact*, *Offset* sau *Angle* pentru suprafețele plane sau *Fix* pentru anularea tuturor gradelor de libertate. De asemenea, pentru componentele care sunt mobile dar se deplasează împreună în cadrul ansamblului, se utilizează constrângerea de tip *Fix Together*.

Pentru alinierea bazei tubului interior cu a rețelei se folosește constrângerea de tip *Offset*- fig.9.20a, între cele două existând de asemenea și o constrângere de tip *Contact*-fig.9.20b. Asamblarea celor două componente se finalizează prin aplicarea constrângerii de *Coincidence* între axele lor de simetrie- fig.9.21a. Reperele componente ale ansamblului și constrângerile aplicate asupra lor se regăsesc în arborele conținând istoria produsului- fig.9.21b. Oricare ramură a acestuia poate fi folosită pentru editarea parametrilor fiecărei operații în parte și în orice moment al procesului de proiectare.

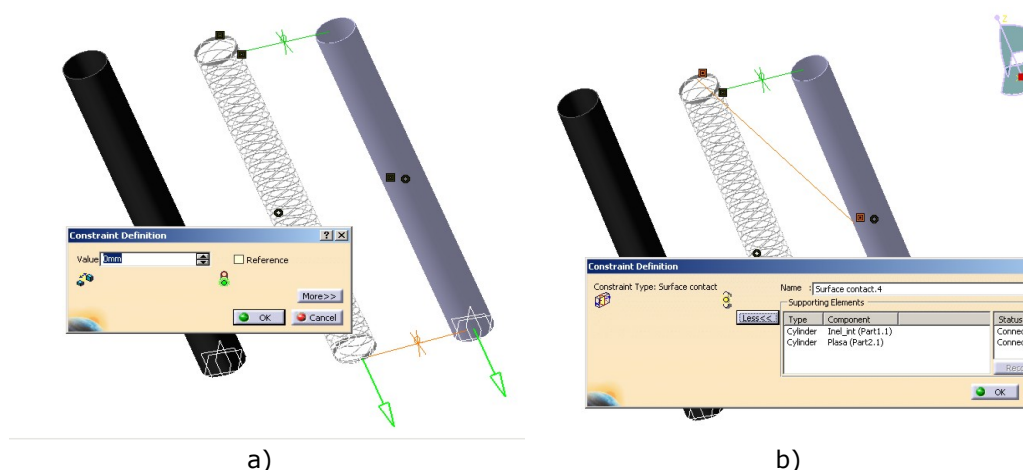
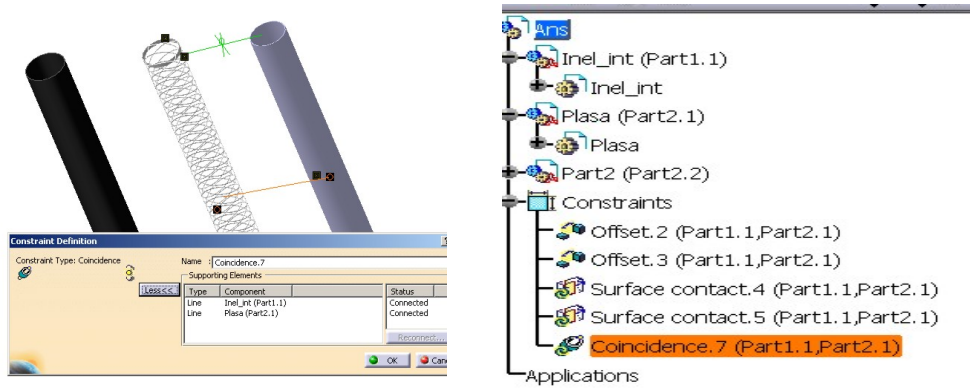
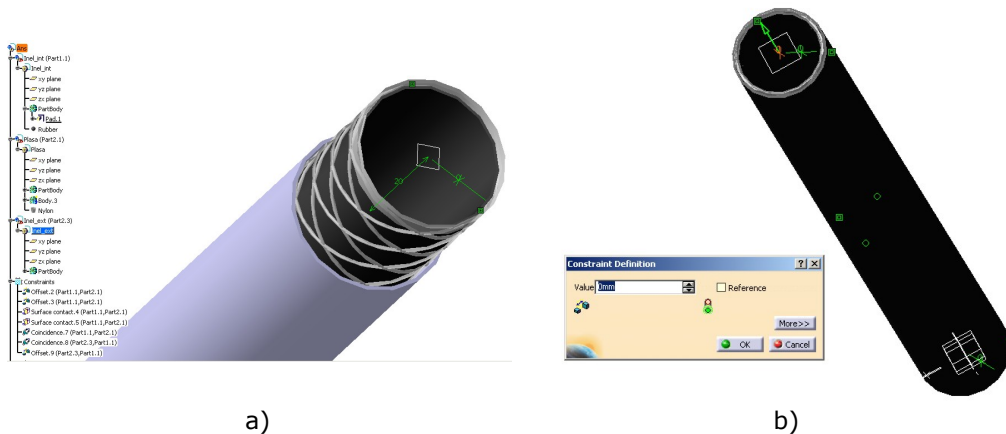


Fig. 9.20 Aplicarea constrângerilor *Offset* și *Contact*



a) b)
Fig. 9.21 Specificațiile constrângerilor la asamblare

În fig.9.22a este prezentat ansamblul în care membrana exterioară a fost deplasată mai jos cu o valoare de *offset* 20, pentru o mai bună vizualizare. Figura 9.22b prezintă o vedere generală a ansamblului, având constrângerea de *offset* 0 între membranele din cauciuc.



a) b)
Fig. 9.22 Modelul ansamblului final

Analiza cu elemente finite a ansamblului

Pentru analiza prin metoda elementului finit a ansamblului, se utilizează același modul al aplicației *Generative Structural Analysis* cu soluția *Static Case*. Se aleg parametri similari cu cei folosiți în analiza rețelei elicoidale și anume: metoda Gauss, adecvată modelelor de mici dimensiuni- fig.9.23; elementul finit care va diviza solidele se va alege de tip tetraedric cu laturi parabolice pentru fiecare element în parte, iar mărimea acestuia va fi în concordanță cu dimensiunile spirelor rețelei- fig.9.24.

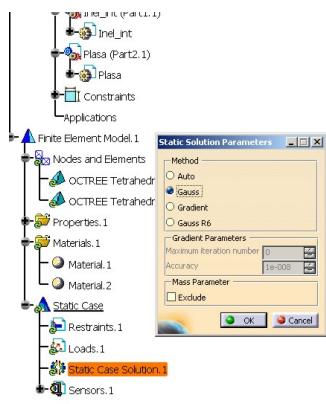


Fig. 9.23 Alegerea metodei de calcul

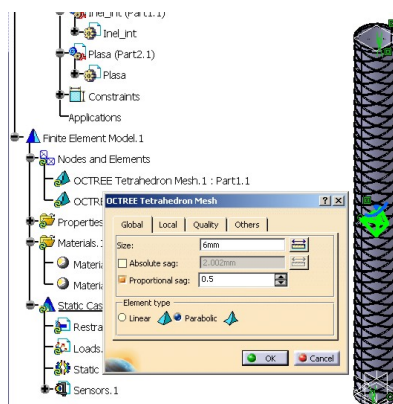


Fig. 9.24 Alegerea tipului de element finit

În plus față de analiza unui singur reper, în cazul ansamblului se vor grupa elementele vecine ale rețelei cu cele ale tubului interior, folosind opțiunea *Surface Group By Neighborhood*, pentru ca acestea să-și transmită eforturile și încărcările, asigurând continuitatea acestora- fig.9.25. De asemenea, se vor folosi constrângerile utilizate la asamblare pentru a aplica acele constrângeri, specifice FEA, care vor descrie comportarea ansamblului la solicitări. Astfel, condiția *Contact Connection Properties* se sprijină pe constrângerea de contact pe suprafață *Surface Contact* aplicată la asamblare- fig.9.26. În acest fel, solicitările aplicate tubului interior se vor transmite mai departe rețelei elicoidale.

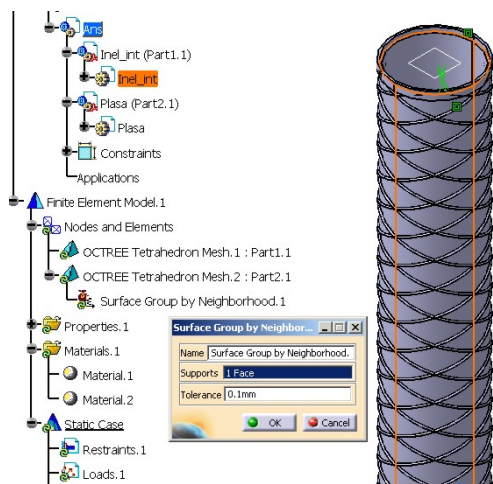


Fig. 9.25 Gruparea elementelor vecine

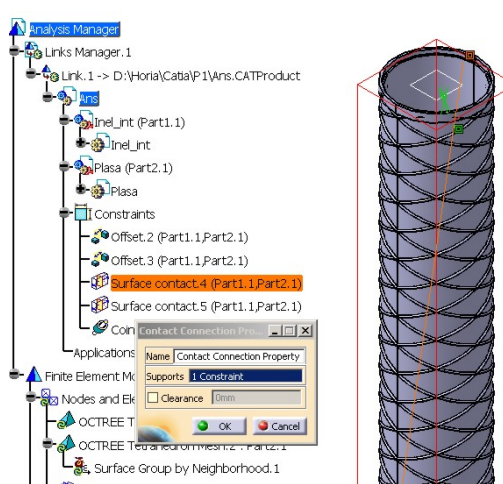


Fig. 9.26 Aplicarea constrângerii de contact

Următoarele constrângeri sunt similare cu cele aplicate în cazul analizei rețelei. Folosind elementul *Clamp* se încastrează ansamblul pe fața superioară-fig.9.27. Se vor aplica apoi progresiv forțe de la 10 N la 50 N pe direcția axei Z și având drept suport suprafața inferioară- fig.9.28.

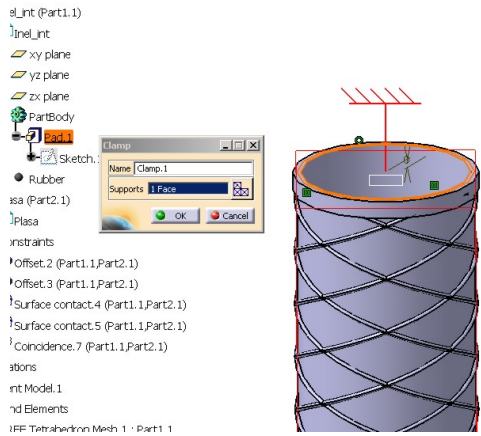


Fig. 9.27 Fixarea capătului superior

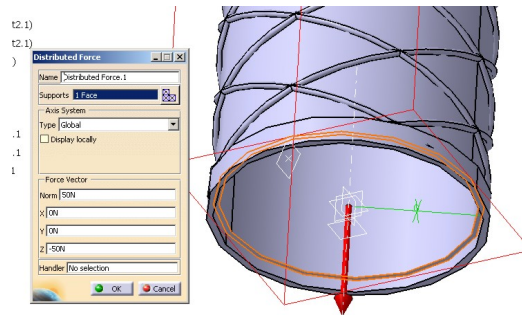


Fig. 9.28 Aplicarea forței

De asemenea, se vor aplica presiuni- fig.9.29, cu valori cuprinse între 0 și 700.000 N/m², pe suprafața interioară a tubului interior. Urmează discretizarea ansamblului, care are ca rezultat un model divizat în elemente finite, ca cel din fig.9.30.

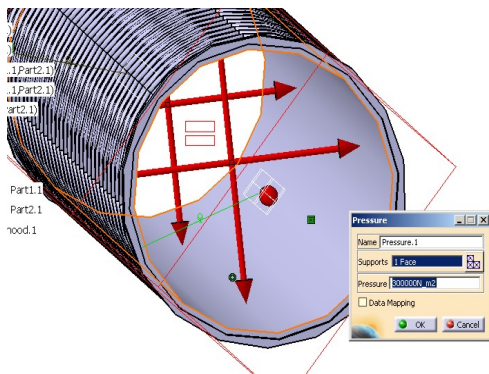


Fig. 9.29 Aplicarea presiunii

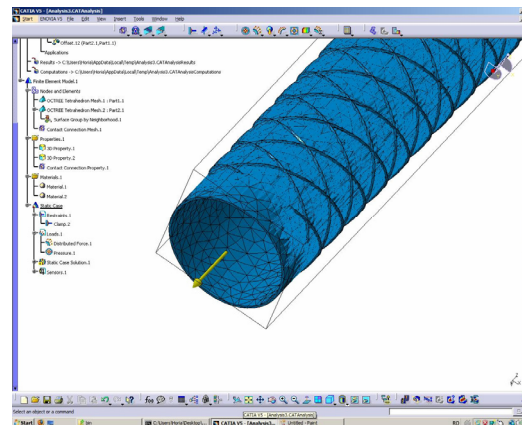


Fig. 9.30 Modelul divizat în elemente finite

9.2.2 PROCESAREA

Cu instrumentul *Compute* se declanșează procesul de calcul și analiză, în cadrul căruia programul transformă și interpretează parametri prescriși (caracteristici de material, restricții, constrângeri, încărcări etc.) aplicați modelului, urmând ca la final să furnizeze date vizuale și numerice.

9.2.3 POST-PROCESAREA

9.2.3.1 Prezentarea rezultatelor analizei privind deformațiile

Primele informații care se pot obține în urma rulării modulului de calcul sunt legate de deformații. Acestea pot fi puse în evidență prin:

- vizualizare (plotarea formei deformate);
- animație;
- raport (listarea valorilor).

Deformațiile sunt prezentate pe o scară de 10 culori, care începe cu albastru închis (pentru valori mici), care apoi se deschide spre verde, trece prin galben și se termină în roșu (pentru valori mari). Fiecare tetraedru (element finit) este colorat potrivit mărimii deformației sale.

Întrucât solicitările la care a fost supus modelul nu sunt mari, culoarea predominantă este albastru, cu nuanțe de albastru deschis în nodurile rețelei. De altfel și raportul confirmă rezultatul grafic și anume că deformațiile sunt în limite admise (*on deformed mesh- on boundary- over all the model*).

9.2.3.2 Rezultatele privind tensiunile de tip Von Mises

Tensiunile Von Mises prezintă valorile unui câmp scalar obținut din volumul densității energiei de deformație și sunt folosite pentru a măsura starea de tensiune creată în model.

Folosite împreună cu rezistența admisibilă a materialului, tensiunile Von Mises permit verificarea integrității modelului supus analizei.

Și în acest caz avem acces la rezultatele analizei prin vizualizare (plotare) și raport (listarea valorilor în fișiere de tip .txt)

Tensiunile de tip Von Mises, exprimate în $[N/m^2]$, împreună cu scara grafică de valori sunt prezentate în fig.9.31- pentru reperul rețea elicoidală și în fig.9.32- pentru ansamblu. Zonele de culoare albastru închis sunt cele mai puțin sau deloc solicitate iar cele de culoare galben, verde, roșu evidențiază solicitările. În scara grafică, fiecare culoare reprezintă un domeniu de valori al mărimii reprezentate. Ca și în cazul deformațiilor, se constată că tensiunile sunt în limite admisibile.

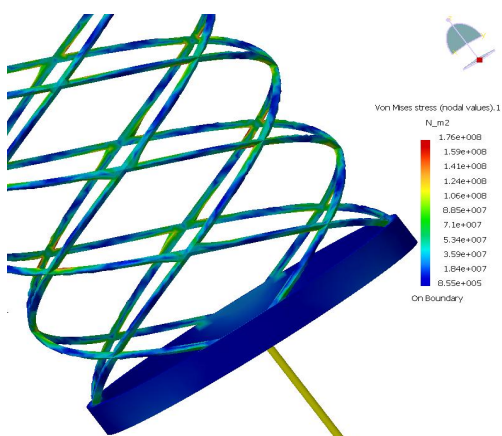


Fig. 9.31 Tensiunile de tip Von Mises în cazul rețelei

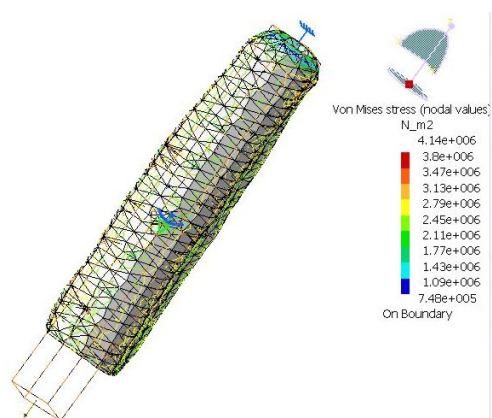


Fig. 9.32 Tensiunile de tip Von Mises în cazul ansamblului

9.2.3.3 Rezultatele privind deplasările

Cea de a treia categorie de informații sunt legate de deplasările elementelor finite. Câmpul deplasărilor de translație (*Translational displacement*) poate fi vizualizat pe reprezentarea deformată a modelului- fig.9.33 sau sub formă de vectori de deplasare (săgeți) - fig.9.34. Componentele deplasărilor pe cele trei direcții X, Y, Z, în oricare punct al câmpului pot fi afișate prin activarea vectorului corespunzător. Este evident, în cazul nostru, că deplasările cele mai mari se regăsesc la capătul liber (de aplicare a forței).

De exemplu, pentru o forță aplicată asupra rețelei de 10 N și o presiune interioară de 5 bar, rezultă o deplasare maximă de 75,446 mm (fig.9.33), ceea ce este aproape de valorile obținute pe cale experimentală. În cazul ansamblului (fig.9.34), se constată o deplasare de 71,5 mm lucru explicabil având în vedere că aici deplasările sunt comune tuturor elementelor care formează mușchiul.

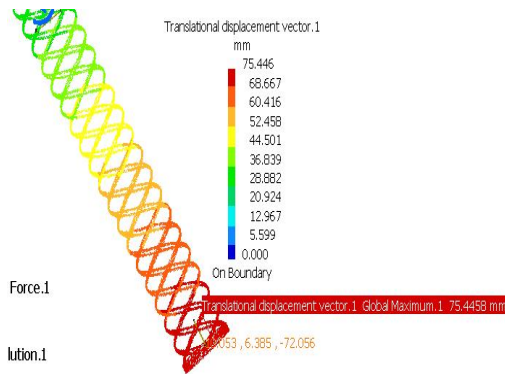


Fig. 9.33 Diagrama deplasărilor în cazul rețelei

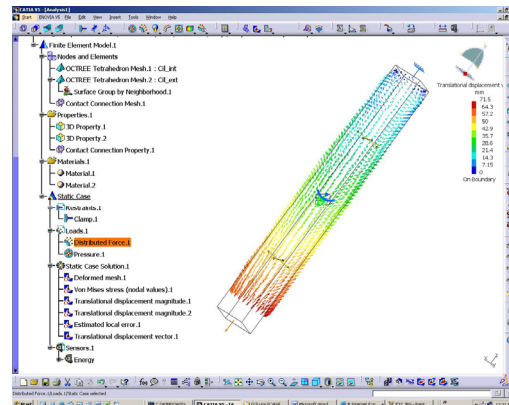


Fig. 9.34 Diagrama deplasărilor în cazul ansamblului

9.2.3.4 Raportul analizei cu element finit

Raportul este un sumar al rezultatelor procesului de calcul pentru modelul supus analizei. Aceste rezultate sunt stocate în fișiere de format *.html* care afișează informații numerice și imagini.

Pentru rețeaua elicoidală raportul furnizează informații de genul: în urma discretizării s-au obținut 17841 elemente finite de tip TE10 (tetraedral parabolic cu 10 noduri, 4 puncte Gauss și 3 grade de libertate- translații); numărul de noduri al rețelei este de 61597; numărul constrângerilor aplicate de program este 1188; energia globală de deformare a rețelei elicoidale este de 1,392 J; caracteristicile de material ș.a.- fig.9.35.

Pentru ansamblu, raportul semnalează două tipuri de elemente finite folosite în discretizare: TE10 și SPIDER (combinație solid pe solid), în total 6536 elemente; 9960 noduri; numărul constrângerilor 432; energia de deformare 25577J ș.a.m.d.- fig.9.36.

MESH:

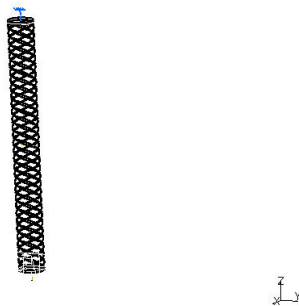
Entity	Size
Nodes	61597
Elements	17841

ELEMENT TYPE:

Connectivity	Statistics
TE10	17841 (100.00%)

Materials.1

Material	Nylon
Young's modulus	4e+009N_m2
Poisson's ratio	0.4
Density	1200kg_m3
Coefficient of thermal expansion	8e-005_Kdeg
Yield strength	5.5e+007N_m2

Static Case*Boundary Conditions***Fig. 9. 35** Extras din raportul analizei pentru rețeaua elicoidală

STRUCTURE Computation

Number of nodes : 61597
 Number of elements : 17841
 Number of D.O.F. : 184791
 Number of Contact relations : 0
 Number of Kinematic relations : 0
 Parabolic tetrahedron : 17841

Global Sensors

Sensor Name	Sensor Value
Energy	1.392J

MESH:

Entity	Size
Nodes	9960
Elements	6536

ELEMENT TYPE:

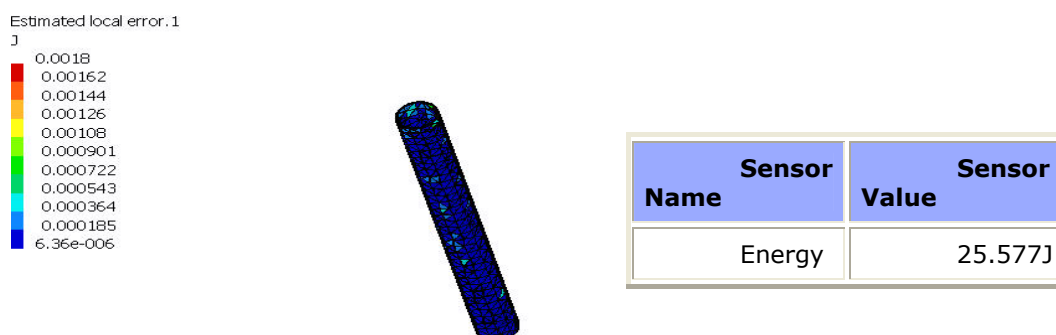
Connectivity	Statistics
TE10	4860 (74.36%)
SPIDER	1676 (25.64%)

Materials.1

Material	Rubber
Young's modulus	2e+006N_m2
Poisson's ratio	0.49
Density	910kg_m3
Coefficient of thermal expansion	1.62e-004_Kdeg
Yield strength	0N_m2

STRUCTURE Computation

Number of nodes	:	9960
Number of elements	:	6536
Number of D.O.F.	:	29880
Number of Contact relations	:	1676
Number of coefficients	:	21571
Number of Kinematic relations	:	0
Parabolic tetrahedron	:	4860
Solid to solid contact join	:	1676

Static Case Solution.1 - Estimated local error.1**Fig. 9. 36** Extras din raportul analizei pentru ansamblu

Alte rezultate evidențiate în Raport sunt cele referitoare la erorile estimate (*Estimated error*). Acestea furnizează informații calitative asupra modului în care erorile energiei de deformare (în J), locale sau globale, sunt distribuite pe model. Programul evaluează astfel validitatea analizei și oferă o concluzie asupra acesteia, o rată estimată de erori de valoare redusă indicând o soluție validă. Determinarea distribuției câmpului de erori stă la baza criteriilor de rafinare a rețelei, care trebuie îmbunătățite dacă eroarea este relativ mare, pentru a se obține o precizie cât mai bună a modelului considerat.

9.2.3.5 Interpretarea rezultatelor

Rezultatele analizei cu elemente finite a modelului conceput pentru mușchiul pneumatic cu împletitură, atât cele sub formă de imagini cât și cele sub formă de valori numerice, suportă următoarele interpretări:

- deformațiile suferite de elementele finite nu sunt foarte mari, având în vedere încărcările relativ reduse la care sunt supuse și se încadrează în limite admise (predomină culoarea albastru închis);
- tensiunile sunt mai mari în zona în care se intersectează spirele rețelei precum și în zona de încastrare a capătului fix, dar pe ansamblu, se încadrează în limitele admise de rezistența materialelor utilizate;

- deplasarea capătului liber, în care acționează forța, are valori ceva mai mari decât cele înregistrate experimental, lucru care este explicabil având în vedere simplificările aduse modelului;
- valorile erorilor locale sunt foarte mici (sub 0,2%) ceea ce indică o precizie bună a modelului construit;
- timpul necesar analizei prin metoda elementului finit este unul considerabil, dar metoda oferă informații detaliate asupra comportării modelului, greu de obținut prin alte metode de studiu.

9.3 Concluzii și contribuții

În cadrul acestui capitol s-a conceput și s-a realizat modelarea mușchiului artificial pneumatic cu împletitură, utilizând programul de proiectare asistată CATIA V5, cu următoarele secvențe principale:

- modelarea geometrică 3D a rețelei de fibre elicoidale, a membranei cilindrice și a ansamblului mușchiului pneumatic;
- alegerea elementelor finite adecvate și discretizarea structurilor componente ale ansamblului;
- aplicarea de încărcări și constrângeri în conformitate cu cerințele funcționale reale ale mușchiului pneumatic;
- realizarea simulării funcționării unui mușchi;
- afișarea și interpretarea rezultatelor obținute prin modelare.

Mușchiul pneumatic cu împletitură, privit ca un ansamblu format din membrana cilindrică de cauciuc și rețeaua de fibre elicoidale inextensibile, este o construcție destul de dificil de modelat. Pe de-o parte, modul în care lucrează fibrele dublu-elicoidale pe durata expandării și felul în care se face contactul lor, unele cu altele, numărul lor mare și modul în care se transmite asupra lor presiunea de activare interioară, toate acestea ridică probleme de modelare geometrică și de calcul a sistemului. Pe de altă parte, constrângerile și restricțiile ce trebuie aplicate ansamblului sunt numeroase și greu de identificat, ceea ce solicită un timp de procesare considerabil și resurse mari ale calculatorului, existând pericolul blocării acestuia.

Din aceste motive, analiza cu element finit a mușchiului s-a făcut pe un model simplificat, care prin rezultatele furnizate se apropie de rezultatele experimentale. Simularea a pus în evidență modul în care funcționează mușchiul, solicitat la presiune interioară și sarcină axială.

Bibliografie

[C9], [F5], [G1], [G2], [M5], [O1]

10. CONCLUZII, CONTRIBUȚII, PERSPECTIVE

Concluzii generale

Mușchii scheletici sunt adevărate „mașini biologice” care convertesc energia chimică în energie mecanică și căldură. Ei reprezintă organele active ale mișcării, fiind specializați în generarea mișcării și asigurarea posturilor statice ale corpului uman.

Pentru a obține o structură artificială care să mimeze cât mai bine funcționarea mușchilor biologici, este necesară înțelegerea arhitecturii acestora și a mecanismului de producere a tensiunilor în mușchi. Baza contractibilității musculare o reprezintă înserierea de unități anatomice numite sarcomeri, în cadrul „snopurilor” de miofibrile paralele, ale fibrei musculare. La primirea unui stimul nervos, sarcomerul, de la lungimea sa de repaus de aprox. $2,25\mu\text{m}$, se contractă cu forță maximă, ca urmare a întrepătrunderii filamentelor sale de actină și miozină. Rezultatul este producerea unei tensiuni între capetele sarcomerului, care multiplicată cu aria secțiunii transversale și cu numărul acestora, conduce la forța de tracțiune a mușchiului. Pe lângă caracterul activ, există și o componentă pasivă în cadrul contracției musculare, datorată elasticității țesuturilor conjunctive, sarcolemei, vaselor sanguine și care se face simțită atunci când, înainte de contracție, lungimea sarcomerului este mai mare decât cea de repaus. Acesta este modelul natural perfect, pe care tind să-l imite diferite variante artificiale de mușchi.

La realizarea mișcării, pe lângă mușchii ce îndeplinesc un rol activ, concurează și oasele, articulațiile și tendoanele ce joacă un rol pasiv, dar la fel de important. Împreună, cele două sisteme: muscular și osteoarticular, reprezintă structura rezistentă ce susține și mobilizează organismul uman. Cele mai multe dintre pârghiile osoase mobilizate de mușchii inserați în diferitele puncte ale scheletului, sunt pârghiile de gradul III, care permit mișcări de mare amplitudine și precizie. Acestea sunt în cea mai mare parte mișcări opozite, de rotație: flexie/extensie, pronatie/supinație, adducție/abducție, rotație internă/externă. Iată de ce, în cadrul acestei lucrări, m-am ocupat doar de soluțiile care permit acest gen de mișcări.

Pentru că mușchii pot acționa doar prin scurtarea lor (pot să tragă dar nu și să împingă) majoritatea mușchilor lucrează în pereche, având un partener antagonist. Deoarece și gradul de contracție este limitat, pentru realizarea diferitelor amplitudini ale mișcărilor, mușchii au anumite puncte de inserție. Acestea sunt cerințe pe care trebuie să le respecte și actuatorii destinați să acorde suport corpului uman aflat în dificultate, prin diverse dispozitive de protezare sau susținere a scheletului. În plus, se formulează și o serie de criterii specifice: raport mare putere/masă, consum mic de energie, posibilități de exercitare a controlului, deformabilitate, stabilitate, transmisii auxiliare ș.a.

Alegerea actuatorilor potriviți pentru desfășurarea unui proces este problema, poate cea mai dificilă, a oricărui sistem de acționare. Studiind diferite tipuri de actuatori, funcție de natura sursei de energie folosite, se trag următoarele concluzii sintetice:

- actuatorii electrici (motoarele de curent continuu) au în mod obișnuit rapoarte de 100W/kg (până la 500W/kg); randamente ectromecanice între

85-95%; datorită momentului furnizat mic, necesită transmisii suplimentare care îngreunează construcția; la acestea se adaugă partea electronică asociată motorului electric, grea și voluminoasă; în schimb, controlul poziției și vitezei se face simplu și cu acuratețe;

- actuatorii hidraulici, cunoscuți ca actuatori de forță, ating rapoarte putere/masă de peste cinci ori mai mari (2000W/kg) și rapoarte putere/volum de circa zece ori mai mari, decât în cazul actuatorilor electrici, dar asigurate de presiuni de lucru mari; momentele (forțele) sunt mari și pot fi ușor controlate, nefiind necesare transmisii intermediare; randamentele transmisiilor hidraulice sunt în jur de 75%;
- actuatorii pneumatici (cilindrii pneumatici) se bucură în primul rând de avantajul unor gabarite mici și al comportării elastice, în contrast cu cei anteriori, rigizi și voluminoși; au rapoarte în jur de 400W/kg la presiuni de câțiva bari; randamentele sunt scăzute și controlul este mai dificil de realizat, dar nu necesită transmisii intermediare și în plus, funcționează în condiții de siguranță;
- actuatorii cu memoria formei (SMA) prezintă rapoarte bune putere/greutate (100-1000W/kg); au dimensiuni mici și contracții în jur de 10%; sunt elastici și simpli constructiv, dar au randamente scăzute; sunt sensibili la temperatura mediului ambiant și necesită materiale termorezistente și termoizolante; ciclul de încălzire poate fi ușor controlat, dar cel de răcire este mai greu controlabil; timpul de răspuns este până la ordinul minutelor;
- actuatorii electrochimici pe bază de polimeri electroactivi (EAP) cum sunt gelurile polimerice, au multe proprietăți similare mușchilor biologici: presiuni maxime exercitate până la 3 bar, contracții mari, până la 40%, densitate energetică maximă $0,06\text{J}/\text{cm}^3$, randament de circa 30%; sub formă de microfibre, se comportă ca niște mușchi artificiali care ar putea echipa în viitor proteze bionice;
- actuatorii electrostrictivi, obținuți prin grefarea unui elastomer electrostrictiv pe un polimer piezoelectric (compozit), se caracterizează prin stricțiuni mari (până la 30%) când sunt așezați în câmp electric; au un caracter dual, actuator-senzor, ceea ce constituie un avantaj deoarece reduce greutatea mușchiului artificial, spre deosebire de actuatorii convenționali care trebuie să aibă senzori separați; prelucrați sub formă de filme subțiri care apoi sunt răsucite în funii, pot dezvolta (dacă sunt activați electric) forțe de tracțiune longitudinală care cresc, dacă sunt legați în paralel, iar dacă sunt legați în serie, le crește cursa; spre deosebire de mușchii biologici, filmele elastomerice, când sunt stimulate electric, nu se contractă ci expandează iar pentru a obține deformații semnificative, necesită câmpuri electrice intense care pot fi periculoase;
- actuatorii piezoelectrice se bucură de o precizie de poziționare ridicată, timp de răspuns de ordinul microsecundelor, forțe dezvoltate mari, randamente în jur de 50%, miniaturizare, dar au și dezavantaje: deformații mici, fragilitate, uzură și oboseală accentuată, tensiuni de activare mari.

Prin prisma proprietăților urmărite, mușchii pneumatici par să îmbine într-un mod convenabil avantajele actuatorilor anteriori, având rapoarte până la 5000W/kg la presiuni până la 8 bar, randamente acceptabile, contracții până la 40%, elasticitate, gabarite mici, siguranță în funcționare.

Mușchii artificiali pneumatici sunt dispozitive contractile, asemănătoare unor motoare liniare acționate cu aer comprimat. În construirea lor se ține seama de

modelul biomecanic Hill. Conform acestuia, mușchiul este format dintr-un element contractil (sarcomerul), înseriat cu un element elastic (sarcolema) și în paralel cu un alt element elastic pasiv (țesutul conjunctiv, vasele de sânge). În ce privește evoluția forțelor active și pasive ale mușchiului, la baza modelului Hill stau relațiile forță-lungime și forță-viteză. Acestea ilustrează faptul că în condiții de contracție musculară, când mușchiul se scurtează, forța activă scade de la o valoare maximă, la zero, în timp ce la lungirea lui din exterior, apare o forță pasivă, ce crește aproape exponențial și se suprapune peste cea activă. Pe de altă parte, viteza crește hiperbolic odată cu scăderea forței, atingând valoarea maximă când forța se anulează. Pe aceste baze, funcționarea mușchilor pneumatici se poate face în trei moduri: izobaric, izotonic, izometric. Din studierea acestora, se trag concluzii importante:

- scurtarea mușchiului se produce prin creșterea volumului interior ocupat de aer;
- pentru tragerea unei sarcini constante este necesară creșterea presiunii de alimentare;
- dacă sarcina scade, mușchiul se scurtează, la presiune constantă;
- contracțiile au o limită maximă, când nu mai dezvoltă forță de tragere și când volumul este maxim;
- cu cât presiunea crește, sarcina pe care o poate suporta mușchiul fără să-și modifice lungimea, crește.

Pentru a face o analiză a stării de tensiune la nivelul mușchiului pneumatic, am rezolvat ecuațiile de echilibru ale unui înveliș simetric supus la presiune interioară, stabilind că în cazul membranelor cilindrice și etanșe, tensiunile meridiane ce iau naștere reprezintă jumătate din tensiunile circumferențiale, ceea ce indică modul de deformare (expandare) pe direcție radială al tubului. Pe de altă parte, celălalt element component al mușchiului pneumatic cu împletitură -rețeaua din fibre- preia presiunea din tub, creând tensiuni în lungul fibrelor. Considerând că acestea sunt inextensibile, rețeaua dublu elicoidală va funcționa ca un mecanism pantograf, la care nodurile de pe direcție longitudinală se apropie, în timp ce, cele de pe direcție radială se depărtează, în felul acesta producându-se apropierea capetelor și generarea forței de contracție a mușchiului. Modificarea unghiului elicei conduce la modificarea diametrului și lungimii manșonului împletit.

În cazul în care plasa din fibre este inserată direct în peretele tubului cilindric, eforturile unitare din cauciuc sunt mult mai mici în comparație cu eforturile unitare din fibre și pot fi neglijate. Și în acest caz se constată prin calcul, că efortul secțional meridian este jumătate din efortul secțional circumferențial. Am determinat apoi unghiul maxim pe care-l pot face fibrele cu direcția axială, apreciind că dacă presiunea din interior crește în continuare, tubul va înceta să mai expandeze radial și va începe să se lungească pe direcție longitudinală. Am calculat și valoarea teoretică minimă a unghiului fibrelor, stabilind în acest fel lungimea maximă până la care poate fi întins mușchiul.

În continuare, modelarea matematică a mușchiului cu împletitură se face pornind de la principiul lucrurilor mecanice virtuale pentru un sistem aflat în echilibru. Considerând parametrii geometrici inițiali ai tubului și respectiv ai plasei din fibre, se stabilește un model cvasi-static simplificat al mușchiului (fără luarea în considerare a frecărilor, a lucrului mecanic de deformare a tubului, a inerției). Astfel, se obține o expresie a forței de tracțiune care este proporțională cu presiunea din interiorul membranei tubulare, cu aria secțiunii în repaus a acesteia și variază

neliniar cu gradul de contractie (lungimea) al mușchiului. Se face și o modelare matematică a comportării dinamice a mușchiului prin luarea în considerare a forțelor de frecare vâscoasă și uscată, a forțelor de inerție și a forței elastice.

Ca și în cazul mușchilor scheletici, mușchii artificiali pneumatici au și o comportare elastică datorată, pe de-o parte, compresibilității aerului și pe de altă parte, relației dintre forță și lungime. Se obține prin calcul o expresie aproximativă a rigidității mușchiului, ca funcție liniară de lungime.

În cadrul lucrării am realizat și o modelare termodinamică a mușchiului, privit ca o incintă în/din care intră/ies mase variabile de aer, care suferă transformări adiabatică. S-a obținut în acest fel o relație ce face legătura între variațiile mărimilor de stare: presiune, volum, masă. Se stabilește că debitul masic de aer cu care valva pneumatică alimentează mușchiul este proporțional cu tensiunea de alimentare și depinde de presiune.

Pentru că destinația mușchilor pneumatici este domeniul reabilitării medicale locomotorii, primele cerințe ce trebuie respectate în activitatea de protezare sunt cele cinematice. Studiind cinematica gesturilor umane uzuale, în condițiile aplicării unor constrângeri anatomice și fiziologice, pot fi create proteze capabile să reproducă aceste mișcări. Iată de ce, am considerat utilă și modelarea cinematică a corpului uman. Cu toate că articulațiile au mobilități complexe, modelele create au fost prevăzute cu maxim trei grade de libertate pentru o articulație. De asemenea, s-a considerat un minim de mobilitate pe care îl solicită o structură exoscheletică care susține scheletul uman. Rezultatul s-a concretizat într-un model considerat complet, ce conține cuple cinematice cu 1, 2, 3 grade de libertate. Totuși, complexitatea acestuia este încă ridicată și de aceea am propus modele simplificate pentru cele două lanțuri cinematice urmărite: al membrului superior liber și al membrului inferior liber.

Aceste modele trebuie să permită un grad minim acceptat de funcționalitate, cu respectarea unui număr de mobilități esențiale în articulații. Modelarea cinematică s-a făcut pe baza convenției Denavit-Hartenberg potrivit căreia, sistemul osteoarticular uman poate fi privit ca o înlanțuire de corpuri rigide având fiecare, cupla motoare la un capăt iar la celălalt capăt, atașat un sistem de referință triortogonal. Pornind de aici, am stabilit matricile de transfer ale diferitelor segmente alăturate și apoi matricea generală care dă poziția și orientarea punctului distal al lanțului față de reperul fix. Modelele propuse au fost validate în urma calculului matricial făcut în Matlab și a reprezentărilor grafice, pentru unele din articulațiile majore ale biosistemului analizat.

Implicarea mușchilor pneumatici în mobilizarea unei articulații rotative, poate aduce beneficii în raport cu alte soluții de acționare, datorită avantajelor acestora, menționate anterior. Pentru a putea controla poziția articulației, ei trebuie să lucreze antagonic fiind legați printr-o structură mecanică (pârghie, rolă). Deoarece varianta a doua prezintă unele probleme tehnologice și de reglare, m-am concentrat asupra articulației cu mușchi și pârghie. Controlul mușchilor se realizează de către valve (distribuitoare) pneumatice, prevăzute cu senzori de presiune și comandate electronic, astfel încât presiunea dorită la ieșirea din valvă să fie proporțională cu tensiunea aplicată. Nivelul de presiune dorit este dictat de poziția unghiulară pe care trebuie să o ocupe articulația, controlată la rândul ei cu ajutorul unui traductor unghiular. Feedback-ul este astfel asigurat de sistemul de control electronic al valvelor.

Am efectuat un calcul al acestei articulații rotative cu mușchi antagoniști. În lipsa unei încărcări exterioare, din ecuația de mișcare a articulației, punând condiția de echilibru, se obține expresia unghiului de rotație al articulației, funcție doar de

presiunile din cei doi mușchi și de o constantă proprie articulației, care poate fi determinată pe cale experimentală. În cazul aplicării unui moment exterior, poziția articulației va depinde de sarcina aplicată.

O altă problemă deosebită o reprezintă rigiditatea articulației. Aceasta depinde pe de-o parte, de compresibilitatea aerului, care face ca odată cu creșterea unghiului articulației, rigiditatea să scadă și pe de altă parte, de valoarea presiunii medii, fiind proporțională cu aceasta. Cu alte cuvinte, poziția articulației este controlată de mărimea raportului p_1/p_2 în timp ce rigiditatea este determinată de suma $p_1 + p_2$ a presiunilor din cei doi mușchi (de fapt de presiunea medie). Același fenomen se observă și la mușchii scheletici, când nivelul de activare al mușchilor determină fermitatea strânsorii. Tot ca în cazul mușchilor biologici, punctele de inserție ale mușchilor artificiali la nivelul pârgșiei de legătură sunt importante pentru amplitudinea mișcării unghiulare. Astfel, am demonstrat că odată cu creșterea excentricității bolțurilor crește unghiul de rotație al pârgșiei, pentru aceeași valoare a contracției.

În categoria mușchilor McKibben se încadrează mușchii pneumatici cu inserție -de la Festo și cei cu plasă -de la Shadow. Efectuând experimente separate, am studiat în primul rând funcționarea lor individuală și apoi modul în care lucrează, în pereche, la mobilizarea articulației rotative.

Pentru mușchii Festo am constatat că: diametrul de expandare depinde neglijabil de sarcina aplicată, dar depinde semnificativ de presiunea de alimentare; lungimea, aflată în raport invers cu gradul de contracție, variază aproximativ liniar cu presiunea și depinde de sarcină -excepție se face la presiuni mari, peste 6 bar, unde se observă că lungimea rămâne constantă; lungimea crește neliniar cu creșterea sarcinii, la presiune constantă; scurtarea mușchiului se face prin creșterea volumului interior; încărcarea și descărcarea mușchilor evidențiază fenomenul de histererezis, pus atât pe seama compresibilității aerului cât și a relației între forță și lungime. În urma experimentelor efectuate pe mușchii Shadow se concluzionează că: timpii de răspuns ai mușchilor pneumatici sunt în jur de 150 ms, deci acceptabili și cu cât sarcina crește, crește și timpul de răspuns; rigiditatea articulației variază liniar și descrescător cu unghiul acesteia; contracțiile înregistrate la acești mușchi au valori semnificativ mai mari decât în cazul primilor.

La final, am realizat o modelare a mușchiului pneumatic cu împletitură prin metoda elementului finit. Analiza computerizată a fost făcută pe componente și apoi pe întreg ansamblul. Aceasta datorită dificultăților ridicate, în principal, de modelarea rețelei din fibre dar și a ansamblului. A fost nevoie de un program de proiectare asistată performant, cu posibilități de calcul laborioase și de resurse însemnate ale calculatorului. Totuși, a fost nevoie de simplificări ale modelului: reducerea numărului de spire elicoidale, limitarea numărului de constrângeri și restricții impuse, alegerea unei forme și dimensiuni potrivite a elementului finit și a unor materiale disponibile din biblioteca programului. Cu toate aceste simplificări, modelul final a dovedit o comportare apropiată de cea reală a mușchiului, scoțând în evidență faptul că, în cazul încărcării în condiții apropiate de cele reale, deformațiile sunt comparabile cu cele obținute experimental iar tensiunile se încadrează în limite admisibile.

Contribuții

Lucrarea prezintă o serie de contribuții teoretice și experimentale ale autoarei, la studiul mușchilor artificiali pneumatici cu împletitură și la dezvoltarea de articulații rotative acționate cu astfel de mușchi.

Aceste contribuții pot fi sintetizate astfel:

- sistematizarea informațiilor existente la momentul actual, cu privire la actuatori liniari ce pot echipa dispozitive de protezare și susținere a scheletului uman;
- evidențierea similitudinilor dintre mușchii pneumatici și mușchii scheletici dar și a deosebirilor dintre aceștia;
- analizarea comparativă a acționării pneumatice cu alte tipuri de acționări convenționale: electrică, hidraulică, cu aceeași destinație;
- determinarea eforturilor secționale, a tensiunilor și deplasărilor, în cazul învelișului mușchiului supus la presiune interioară;
- modelarea rețelei dublu-elicooidale a împletiturii din fibre, prin diverse aplicații grafice și aprecierea variantei optime de analiză;
- determinarea valorilor limită ale unghiului de echilibru al rețelei și stabilirea influenței acestuia asupra lungimii mușchiului;
- determinarea relației dintre volumul interior al mușchiului și gradul de contracție;
- determinarea elasticității/rigidității mușchiului;
- crearea unui model termodinamic al mușchiului pneumatic, privit ca o incintă în/din care intră/iese aerul comprimat în cadrul unui proces de transformare adiabatică;
- propunerea de modele cinematice simplificate ale membrilor superioare și inferioare libere și validarea lor prin calcul computerizat;
- studierea de variante de acționare ale unei articulații rotative și calcularea rigidității acesteia, la acționarea cu mușchi pneumatici antagoniști;
- conceperea și proiectarea constructivă 2D și 3D a unui dispozitiv experimental pentru încercarea mușchilor pneumatici cu împletitură;
- realizarea practică a dispozitivului experimental cu articulație rotativă, în cadrul S.C Ramira S.A Baia-Mare;
- stabilirea unui circuit de acționare pneumatică a mușchilor, conținând: sursa de aer comprimat, unitatea de pregătire a aerului, sistemul de distribuție, regulatoarele de presiune, senzorii de presiune;

- efectuarea de măsurători și ridicarea dependențelor grafice între parametrii geometrici și cei funcționali;
- conceperea unor scheme de principiu pentru controlul poziției articulației rotative și stabilirea unei scheme minimale în ce privește necesarul de echipamente pneumatice, mecanice, electrice și electronice;
- construirea unui stand experimental pentru controlul poziției articulației, cu microcontroller și distribuitoare 3/2 comandate electromagnetice;
- trasarea caracteristicilor de funcționare ale echipamentelor folosite, în primul rând a a mușchilor pneumatici;
- conceperea și realizarea modelării mușchiului pneumatic cu împletitură prin metoda elementului finit, în cadrul căreia s-a făcut:
- încercarea diferitelor posibilități de analiză cu element finit, cu diferite programe de proiectare asistată,
- defalcarea analizei pe componente și construirea în final a ansamblului,
- optimizarea analizei prin alegerea unui element finit adecvat, ca formă și dimensiune, care să permită obținerea unor rezultate interpretabile,
- realizarea de simulări ale funcționării mușchiului, în diferite variante constructive,
- interpretarea rezultatelor și emiterea unor concluzii privind analiza cu element finit;
- publicarea unora dintre cercetările teoretice și experimentale din această lucrare, în cadrul buletinelor științifice ale diferitelor conferințe și simpozioane.

Direcții de cercetare în perspectivă

Teza de față reprezintă doar o etapă a cercetărilor privind mușchii artificiali pneumatici și întrebuințarea lor în aplicații ce vizează reabilitarea locomotorie. În viitor, acestea pot fi continuate și dezvoltate, în direcții ca:

- studierea posibilității de utilizare a mușchilor artificiali cu împletitură alimentați cu lichid (eventual ulei siliconic);
- găsirea de noi materiale și soluții constructive pentru mușchi, mai simple și mai ușor de controlat;
- diversificarea aplicațiilor care să beneficieze de acest gen de actuator;
- analiza prin metoda elementului finit a comportării dinamice a articulației cu mușchi pneumatici antagoniști;
- realizarea unor recipiente portabile, de mici dimensiuni, pentru înmagazinarea aerului comprimat (sau a lichidului de acționare) și obținerea independenței dispozitivului acționat cu mușchi fluidici, de o sursă centralizată de energie.

BIBLIOGRAFIE

- [A1] ALEXANDRESCU, N., *Present Development Stage and Directions of Mechatronic Conception for Pneumatic Systems with Positioning on the Work Stroke*, Buletinul stiintific al Institutului Politehnic din Iasi, Tomul Liv, Fasc. X, Constructii de Masini, Iasi, 2008
- [A2] ALEXANDRESCU, N., *Mechatronic Technology in the Area of Pneumatics- Pneutronics, Wesic'08*, Bucuresti, 2008
- [A3] ALEXANDRESCU, N., *Servoregulatorul de presiune pneumatic, un produs mecatronic pentru servopneumatica*, Acta Tehnica Napocensis, Cluj-Napoca, 2006
- [A4] ALEXANDRESCU, N., OPREAN, A., UDREA, C., *Roboți industriali și manipolatoare*, Ed. Tehnică, București, 1985
- [A5] ANTONESCU, D., BUGA, M., CONSTANTINESCU, I., ILIESCU, N., *Metode de calcul și tehnici experimentale de analiză a tensiunilor în biomecanică*, Ed. Tehnică, București, 1986
- [B1] BACIU, C., *Anatomia funcțională și biomecanica aparatului locomotor*, Ed. Medicală, București, 1983
- [B2] BACIU, C., *Aparatul locomotor*, Ed. Medicală, București, 1987
- [B3] BANTAȘ, A., *Dicționar englez-român*, Ed. Teora, București, 1994
- [B4] BAR-COHEN, Y., *EAP as Artificial Muscles- Reality and Challenges*, Proceedings of the 42nd AIAA Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, Canada, 2001
- [B5] BERKE, G.M., NIELSEN, C.C., *Establishing Parameters Affecting the Use of Myoelectric Prostheses in Children*, In Journal of Prosthetics and Orthotics, U.S.A
- [B6] BERETEU, L., SMICALĂ, I., *Mecanica. Dinamica. Aplicații*, Ed. Mirton, Timișoara, 1992
- [B7] BERETEU, L., *Vibrațiile structurilor mecanice. Aplicații tehnice privind reducerea nivelurilor acestora*, Ed. Mirton, Timișoara, 2000
- [B8] BIRO, Z., *Dezvoltarea unui sistem de acționare bazat pe mușchi pneumatici*, Lucrare de licență, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, 2008
- [B9] BOCK, O., *Myobock-Arm Components*, Duderstadt, catalog 1997, 1998, 1999
- [B10] BONIVENTO, C., DAVALLI, A., FANTUZZI, C., SACHETTI, R., TEREZI, S., *Automatic tuning of myoelectric prostheses*, In Journal of Rehabilitation Research and Development, vol.35, No.3, 1998, pag. 284-304, Washington

- [B11] BRINCKMANN, P.,
FROBIN, W.,
LEIVSETH, G.,
[B12] BROCK, D.L.,
[B13] BUZDUGAN, GH.,
[C1] CĂLINOIU, C.,
VASILIU, V.,
VASILIU, D.,
CATANĂ, I.,
[C2] CHOU, C.P.,
HANNAFORD, B.,
[C3] CINCU, C.,
CISMAȘ, I.,
CROITORU, M.,
DOBRE, R.,
NICULESCU, G.,
[C4] COLBRUNN, R.W.,
NELSON, G.M.,
QUINN, R.D.,
[C5] CONTOYANNIS, B.,
STEWART, R.,
[C6] COOK, M.,
DUNCAN, J.,
GIBBSON, M.,
HARVEY, B.,
NICHOLSON, G.,
[C7] COSOROABĂ, V.,
[C8] COTEJIU, R.,
[C9] COTTON, D.P.J.,
CRANNY, A.,
WHITE, N.M.,
CHAPPELL, P.H.,
BEEBY, S.P.,
[C10] CUTEANU, E.,
[D1] DAERDEN, F.,
[D2] DAERDEN, F.,
LEFEBER, D.,
[D3] DAERDEN, F.,
LEFEBER, D.,
VERRELST, B.,
VAN HAM, R.,
- Musculoskeletal Biomechanics*, Thieme, Stuttgart-New York, 2001
- Review of Artificial Muscle based on Contractile Polymers*, A.I. Memo No. 1330, 1991
- Rezistența materialelor*, Ed. Tehnică, București, 1980
- Modelarea, simularea și identificarea experimentală a servomecanismelor hidraulice*, Ed. Tehnică, București, 1998
- Measurement and Modeling of McKibben Pneumatic Artificial Muscles*, In IEEE Transaction on Robotics and Automation, 12(1), 1996
- Dicționar tehnic englez-român*, Ed. Tehnică, București, 2004
- Modeling of Braided Pneumatic Actuators for Robotic Control*, Case Western Reserve University, USA, 2001
- A Tester for the Decay of Hydraulic/Pneumatic Prosthetic Knee Control Unit*, Monash Rehabilitation Technology Research Unit, Australia, 2000
- Mechatronics Case Study: Prosthetic hand*, 2001
- A acționări pneumatice*, Ed. Tehnică, București, 1971
- Organe de mașini*, Ed. Risoprint, Cluj-Napoca, 2002
- Design and Development of Integrated Thick-Film Sensor for Prosthetic Hands*, In Proceedings of 7th Biennial ASME Conference Engineering Systems, Manchester, U.K, 2004
- Metoda elementelor finite în proiectarea structurilor*, Ed. Facla, Timișoara, 1980
- Muscles*, Multibody Mechanics Research Group, Brussel, 2002
- The Concept and Design of Pleated Pneumatic Artificial Muscles*, In International Journal of Fluid Power, 2001.
- Pleated pneumatic artificial muscles: actuators for automation and robotics*, In IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, Italy, 2001

- [D4] DAERDEN, F.,
LEFEBER, D.,
VERRELST, B.,
VAN HAM, R.,
[D5] DAERDEN, F.,
Pleated Pneumatic Artificial Muscles: Compliant Robotic Actuators, International Conference on Intelligent Robots and Systems, Hawaii, SUA, 2001.
Conception and Realization of Pleated Pneumatic Artificial Muscles and their Use as Compliant Actuation Elements, Teza doctorat, Bruxell, 1999
- [D6] DAGANI, R.,
Inteligent gels, Chemical & Engineering News, USA, 1997
- [D7] DAVIES, R.M.,
LAMBERT, T.M.,
Dynamic characteristics of pneumatic, electric and hydraulic actuation of prosthetic and orthotic devices
- [D8] DAVIS, S.,
CALDWELL, D.G.,
Braid Effects on Contractile Range and Friction Modeling in Pneumatic Muscle Actuators, The International Journal of Robotics Research, vol. 25, No. 4, 2006
- [D9] DEHELEANU, L.,
Contribuții la studiul elementelor elastice de tip membrană, Teză de doctorat, Timișoara, 2002
- [D10] DEMIAN, T.,
PALADE, D.D.,
CURIȚA, I.,
Elemente elastice în construcția aparatelor de mecanică fină, Ed.Tehnică, București, 1999
- [D11] DEMIAN, T.,
TUDOR, D.,
CURIȚA, I.,
NIȚU, C.,
Bazele proiectării aparatelor de mecanică fină, vol. I,II, Ed.Tehnică, București, 1984
- [D12] DINDORF, R.,
Modelowanie sztucznych ukladow miesniowych z aktuatorami, Bio-algorithms and med-systems, vol.I, No.1/2, pg.147-156, Poland, 2005
- [D13] **DRĂGAN, L.**,
Artificial Muscle Prosthetic Modeling, Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol V (XV), ISSN 1583-0691, pg.277, Oradea, 2006
- [D14] **DRĂGAN, L.**,
About kinematic reduced model of lower limb, Scientific bulletin of the International Conference of the Carpathian Euro-region Specialists in Industrial System, 6th Edition, vol XX, ISSN 1224-3264, pg.89-95, Baia-Mare, 2006
- [D15] **DRĂGAN, L.**,
Some aspects concerning the muscle insertion in the joint lovers, Revista Știință și Inginerie, vol IX, Ed. AGIR, Sebeș, 2006
- [D16] **DRĂGAN, L.**,
About mechanism of muscular tension generation, Revista Știință și Inginerie, vol IX, Ed. AGIR, Sebeș, 2006
- [D17] **DRĂGAN, L.**,
CIOBAN, H.,
Geometric modeling of the braided shell, Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol VI (XVI), ISSN 1583-0691, pg.166, Oradea, 2007

- [D18] **DRĂGAN, L.,** *Analytical modeling of the braided muscles*, Academic Journal of Manufacturing Engineering, number 3/2007, ISSN 1583-7904, pg. 49-53, Timișoara, 2007
- [D19] **DRĂGAN, L.,** *Some calculus models applied to artificial pneumatic muscles*, Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol VI (XVI), ISSN 1583-0691, pg.165, Oradea, 2007
- [D20] **DRĂGAN, L.,** *Geometric and analitic modeling of the braided pneumatic artificial muscles*, Proceedings of The 3rd International Conference on Manufacturing Science and Education, ISSN 1843-2522, pg. 153, Sibiu, 2007
- [D22] **DRĂGAN, L.,**
NICOARĂ, I., *Theoretical considerations concerning the variation limits of the characteristic angle of the braided shell*, Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol VII (XVII), ISSN 1583-0691, pg.139, Oradea, 2008
- [D23] **DRĂGAN, L.,** *Theoretical and experimental aspects regarding the geometrical parameters of the pneumatic muscles*, SCIENTIFIC BULLETIN of The International Conference on the Carpathian Euro Region Specialists in Industrial Systems, 7th Edition, vol XXII, ISSN 1224-3264, pg. 159-164, Baia-Mare, 2008
- [D24] **DRĂGAN, L.,**
CIUPE, V., *Some experimental results regarding the mobilization of a revolute joint by means of fluidic muscles*, Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol VII (XVII), ISSN 1583-0691, pg.138, Oradea, 2008
- [D25] **DRĂGULESCU, D.,** *Dinamica roboților*, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1997
- [D26] **DRĂGULESCU, D.,** *Modelare în biomecanică*, Ed. Didactică și Pedagogică, R.A., București, 2005
- [D27] **DRĂGULESCU, D.,**
TOTH-TAȘCĂU, M., *Orthopedic biomechanics. Human body parts modeling*, Politehnica University, Timișoara, 2004
- [D28] **DUDIȚĂ, FL.,**
DIACONESCU, D.,
GUGU, GR., *Curs de mecanisme. Cinematica mecanismelor articulate. Robotomecanisme*, Ed. Univ. Brașov, 1987
- [D29] **DVIR, Z.,** *Clinical Biomechanics*, Churchill Livingstone, Tel Aviv University, 2000
- [F1] **FATIKOW, S.,**
REMBOLD, U., *Tehnologia microsistemelor și robotică*, Ed. Tehnică, București, 1999
- [F2] **FAZEKAS, D.,**
PLIUȚĂ, C., *Studiul dinamicii aparatului locomotor*, Lucrare de diplomă, Timișoara, 1999
- [F3] **FERRIS, D.P.,**
CZERNIECZKI, J.M., *An Ankle-Foot Orthosis Powered by Artificial Muscles*, University of Washington, USA

- [F4] FORRAY, M.J., *Calculul variațional în știință și tehnică*, Ed.Tehnică, București, 1975
- [F5] FURIȘ, D., GROZA, G., *Dinamica plăcilor plane și curbe*, Ed. Conspress, București, 2000
- [G1] GĂRBEA, D., *Analiză cu elemente finite*, Ed. Tehnică, București, 1990
- [G2] GHIONEA, I.G., *Proiectare asistată în CATIA V5. Elemente teoretice și aplicații*, Ed. Bren, București, 2007
- [G3] GANEA, I., *Materiale sintetice noi*, Ed. Militară, București, 1979
- [G4] GHEORGHE, V., POPESCU, A., *Introducere în bionică*, Editura Științifică, București, 1990
- [G5] GHINEA, M., FIREJEANU, V., *Matlab. Calcul numeric. Grafice. Aplicații*, Ed.Teora, București, 1997
- [G6] GORDON, K.E., SAWICKI, G.S., FERRIS, D.P., *Mechanical performance of artificial pneumatic muscles to power an ankle-foot orthosis*, In Journal of Biomechanics, No.39, 2006, U.S.A
- [G7] GRANOSIK, G.; BORENSTEIN, J., *Minimizing Air Consumption of Pneumatic Actuators in Mobile Robots*, IEEE International Conference on Robotics and Automation, New Orleans, April 26-30, 2004, pg.3634-3639
- [G8] GUITTET, J., *La robotique medicale*, Ed. Hermes, Paris, 1998
- [H1] HALLORAN, A., MALLEY, F., *Materials and technologies for artificial muscle: a review for the mechatronic muscle project*, In Bio- Mechanical Engineering Review, chapter VII, 2004
- [H2] HANNAFORD, B., FERRIS, D.P., CZERNIECKI, J.M., *An Ankle-Foot Orthosis Powered by Artificial Muscle*, Departments of Electrical Engineering, Washington, SUA, 2000
- [H3] HANDRA-LUCA, V., MĂTIEȘ, V., BRISAN, C., TIUCA, T., *Roboți. Structură, cinematică și caracteristici*, Ed. Dacia, Cluj-Napoca, 1996
- [H4] HERR, H., WHITELEY, G.P., CHILDRESS, D., *Ciborg Technology- Biomimetic Orthotic and Prosthetic Technology*, U.K
- [H5] HILDEBRANDT, A., SAWODNY, O., NEUMANN, R., HARTMANN, A., *Cascaded control concept of a robot with two degrees of freedom driven by four artificial pneumatic muscle actuators*, American Control Conference, June 8-10, USA, 2005
- [H6] HOLLANDER, K. W., SUGAR, T. G., *Concepts for Compliant Actuation in Wearable Robotic Systems*, Arizona State University, Tempe, USA, 2003.
- [H7] HUTTE, *Manualul inginerului. Fundamente*, Ed. Tehnică, București, 1995
- [H8] HUTTEN, I., *Biomedizinische Technik Therapie und Rehabilitation*, Springer Verlag, 1992
- [I1] IFRIM, M., ILIESCU, A., *Anatomia și biomecanica educației fizice și a sportului*, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1978

- [I2] INDREI, C.,
PUȘCAȘ, C.,
[I3] IVERSEN, E.,
SEARS, H.H.,
JACOBSEN, S.C.,
[J1] JALOBEANU, C.,
RAȘA, I.
[K1] KENNETH, K.K.,
BRADBEER, R.,
[K2] KERSCHER, T.,
ALBIENZ, J.,
ZOLLNER, R.,
DILLMANN, R.
[K3] KLUTE, G.K.,
KALLFELZ, C.F.,
CZERNIECKI, J.M.,
[K4] KLUTE, G.K.,
CZERNIECKI, J.M.,
[K5] KLUTE, G.K.,
CZERNIECKI, J.M.,
HANNAFORD, B.,
[K6] KUMAR, V.,
RAHMAN, T.,
KROVI, V.,
[L1] LAKSANACHAROEN, S.,
[L2] LIGHT, C.M.,
CHAPPELL, P.H.,
HUDGINS, B.,
EGELHART, K.,
[L3] LIGHTNER, S.,
LINCORN, R.,
[L4] LITVIN, O.B.,
[L5] LOOB, W.,
[L6] LINDE, R.Q.,
[M1] MANIU, I.,
- Biomecanica membrului inferior*, Lucrare de diplomă, Timișoara, 1998
- Artificial Arms Evolve from Robots, or Vice Versa?* In IEEE Control Systems Magazine, 2005
- Mathcad. Probleme de calcul numeric și statistic*, Ed. Albastră, Cluj-Napoca, 1995
- Static Model of the Shadow Muscle under Pneumatic Testing*, Hong Kong University, 2006
- Dynamic Modelling of Fluidic kMuscles using Quick-Release*, FLUMUT, Karlsruhe, Germany, 2005.
- Mechanical Properties of Prosthesis Limbs: Adapting to the Patient*, Journal of Rehabilitation Research and Development, vol.38, No.3, pg. 299-307, may-june, 2001
- Artificial Tendons: Biomedical properties for Prosthetic Lower Limbs*, Proceedings World Congress on Medical Physics and Biomedical Engineering, Chicago, 23-28 July, 2000
- Muscle-Like Pneumatic Actuators for Below-Knee Prostheses*, International Conference on New Actuators, June 19-21, pg. 289-292, Germany, 2000
- Assistive Devices for People with Motor Disabilities*, In the Wiley Encyclopedia of Electrical and Electronics Engineering, 1997, U.S.A
- Artificial Muscle Construction Using natural Rubber Latex in Thailand*, Mechanical Engineering Dept., King Mongkut's Institute of Technology North Bangkok, Thailand, 2002
- Intelligent multifunction myoelectric control of hand prostheses*, In Journal of Medical Engineering & Technology, vol.26, No.4, pag.139-146, U.K, 2002
- The Fluidic Muscle: A New Development*, Journal of Modern Engineering, vol. 2, No.2, 2002
- Bazele tehnologiei și sintezei cauciucului*, Ed. Tehnică, București, 1962
- Robotics and Electronics Research Aid in Building „Smart” Prostheses*, In Medical DeviceLink, 2001
- Design, Analysis and Control of a Low Power Joint for Walking Robots by Phasic Activation of McKibben Muscles*, IEEE Transaction on Robotics and Automation, vol.XV, No.4, 1999
- Sisteme hidraulice și pneumatice de acționare*, Ed. Orizonturi Universitare, Timișoara, 1998

- [M2] MANIU, I.,
DOLGA, V.,
POMMERSHEIM, A.,
Aționări de mecanică fină, Ed. Orizonturi
Universitare, Timișoara, 2001
- [M3] MANIU, I.,
DOLGA, V.,
*Aționarea roboților industriali și a
manipuloarelor*, Ed. Mirton, Timișoara, 1996
- [M4] MĂȚIEȘ, V.,
MÂNDRU, D.,
BĂLAN, R.,
TĂȚAR, O.,
RUSU, C.,
Todesco, Cluj-Napoca, 2001
- [M5] MICHAEL, I.,
Metoda elementelor finite, Ed. Politehnica,
Timișoara, 2006
- [M6] MISURACA, J.J.,
MAVROIDIS, C.,
Lower limb human muscle enhancer, In
Proceedings of the International Mechanical
Engineering Conference and Exposition, New-
York, 2001
- [M7] MOAVENI, S.,
*Finite Element Analysis. Theory and application
with ANSYS*, Second edition, Pearson Education,
Inc., New Jersey, 2003
- [M8] MOCANU, D.R.,
Rezistența materialelor, Ed. Tehnică, București,
1980
- [N1] NICU, D.M.,
DUȚĂ, M.,
*Bazele teoretice ale Bioingineriei și
Biotehnologiei*, Ed. Garamond, București, 1997
- [N2] NICU, D.M.,
PETEU, S.,
*Implicații ale biomecanicii în bioinginerie și
biotehnologie. Modelarea sistemelor
biomecanice în Biomecanică*, Ed. Academiei
R.S.R, București, 1989
- [N3] NICULESCU, C.TH.,
VOICULESCU, B.,
NIȚĂ, C.,
CĂRMACIU, R.,
SĂLĂVĂSTRU, C.,
CIORNEI, C.,
Anatomia și fiziologia omului. Compendiu,
Ed. Corint, București, 2003
- [N4] NORITSUGU, T.,
TANAKA, T.,
*Application of Rubber Artificial Muscle
Manipulator as a Rehabilitation Robot*,
IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, vol.2,
No.4, 1997
- [O1] OLĂRIU, V.,
BRĂȚIANU, C.,
Modelare numerică cu elemente finite,
Ed. Tehnică, București, 1986
- [P1] PANDY, M.G.,
*Simple and complex models for studying muscle
function in walking*, The Royal Society, pg.1501-
1509, 2003
- [P2] PAPILIAN, V.,
Anatomia omului, vol.I, *Aparatul locomotor*, Ed.
Didactică și Pedagogică, București, 1982
- [P3] PETROVIC, P.B.,
Modelling and Control of an Artificial Muscle,
Buletin științific al Universității „Politehnica” din
Timișoara, 2002
- [P4] PIKE, A.,
The New High-Tech Prostheses, In Motion, vol.9,
No.3, 1999, U.S.A
- [P5] PIKE, A.,
The Next Revolution in Prosthetics: the PRE?, In
Biomechanics Journal, 1996, U.S.A

- [P6] PLETTENBURG, D.H., *Pneumatic Actuators*, Proceedings of the 2005 IEEE, No. 1, Chicago, 2005
- [P7] PONOMARIOV, S.D., BIDERMAN, V.L., LIHAREV, K.K., MAKUŞIN, V.M., MALININ, N.N., FEODOSIEV, V.I., *Calculul de rezistență în construcția de mașini*, vol. I, II, III, Ed. Tehnică, București, 1963
- [P8] POPESCU, M., TRANDAFIR, T., *Artrologie și biomecanică*, Ed. Scaiul, București, 1998
- [R1] RAMASAMY, R., JUHARI, M.R., MAMAT, M.R., YAACOB, S., SUGISAKA, M., *An Application of Finite Element Modelling to Pneumatic Artificial Muscle*, American Journal of Applied Sciences 2(11), pg.1504-1508, 2005
- [R2] RANGA, V., *Tratat de anatomia omului*, Ed. Medicală, București, 1986
- [S1] SANTOS VIMIEIRO, C.B., NASCIMENTO, B.G., NAGEM, D.A.P., PINOTTI, M., *Development of a Hip Orthosis using Pneumatic Artificial Muscles*, In Proceedings of Technology Meets Surgery International, , Spain, 2005
- [S2] SATHISHKUMAR, S., MANIGANDAN, C., ASHA, T., CHARLES, J., POONOOSE, P., *A cost-effective, adjustable, femoral socket, temporary prosthesis for immediate rehabilitation of above-knee amputation*, In the International Journal of Rehabilitation Research, No.27(1), pag. 71-74, 2004
- [S3] SAVII, G., *Modelare și simulare*, Ed. Eurostampa, Timișoara, 2000
- [S4] SAWICKI, G.S., GORDON, K.E., FERRIS, D.P., *Powered Lower Limb Orthoses*, In Proceedings of the 9-th International Conference on Rehabilitation Robotics, Chicago, 2005
- [S5] SIMION, I., *AutoCAD 2002 pentru ingineri*, Ed. Teora, București, 2003
- [S6] SINELNICOV, P.D., *Atlas anatomii celoveca*, Izdatelctvo Medițina, Mockba, 1972
- [S7] STAREȚU, I., *Elemente de robotică medicală și protezare*, Ed. Lux Libris, Brașov, 2004
- [T1] TONDU, B., *Analysis and modeling of the dynamic behavior of the McKibben artificial muscle*, 5th IFAC Symposium on Robot Control, Nantes, France, 1997
- [T2] TOTH-TAȘCĂU, M., *Cinematica și dinamica roboților inteligenți*, Ed. Politehnica, Timișoara, 2001
- [T3] TSAGARAKIS, N.; CALDWELL, D.G.; MEDRANO-CERDA, G.A.; *A 7 dof pneumatic Muscle Actuator (pMA) powered Exoskeleton*, Proceedings of the 1999 IEEE, International Workshop on Robot and Human Interaction, Pisa, Italy, September 1999
- [V1] VAN DAMME, M., DAERDEN, F., LEFEBER, D., *A Pneumatic Manipulator used in Direct Contact with an Operator*, Proceedings of the International Conference on Robotics and Automation, Spain, 2005

200 – Bibliografie

- [V2] VAN HAM, R.,
VERRELST, B.,
DAERDEN, F.,
LEFEBER, D., *Pressure Control with On-Off Valves of Pleated Pneumatic Artificial Muscles in a Modular One-Dimensional Rotational Joint*, International Conference on Humanoid Robots, Germany, 2003.
- [V3] VASILIU, N.,
VASILIU, D., *Aționări hidraulice și pneumatice*, vol. I, Ed. Tehnică, București, 2005
- [V4] VĂCĂRESCU, I.,
VĂCĂRESCU, V., *Aparatură biomedicală*, Ed. IPTVT, Timișoara, 1984
- [V5] VERRELST, B.,
DAERDEN, F.,
LEFEBER, D.,
VAN HAM, R.,
FABRI, T., *Introducing Pleated Pneumatic Artificial Muscles for the Actuation of Legged Robots: a One-dimensional Set-up*, CLAWAR 2000: 3-rd International Conference, Madrid, 2000.
- [V6] VOINEA, R.,
VOICULESCU, D.,
CEAUȘU, V., *Mecanica*, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1975
- [W1] WESTON, T., *Atlas de anatomie*, Ed. Vox, București, 1997
- [W2] WILSON, A.B.K., *A General Look at Prehension in the Leight of External Power*
- [W3] WONGSIRI, S.,
LAKSANACHAROEN, S., *Design and Construction of An Artificial Limb Driven by Artificial Muscles for Amputees*, Prince of Songkla University, Thailand
- [Z1] ZIENKIEWICZ, O.C., *The finite element method*, McGraw-Hill, 1977
- [Z2] ZEEVI, D., *Clinical biomechanics*, Churchill Livingstone, Tel Aviv University, 2000.

- [1] www.LegoMindstorms.com- *KPD-Team: api Guide 3.7*
- [2] www.allapi.net
- [3] www.customprosthetics.com
- [4] www.univie.ac.at
- [5] www.orthopedictechreview.com
- [6] www.wired.com
- [7] www.dur.ac.uk
- [8] www.shadow.org.uk/products/application-notes/section7.html
- [9] www.emedicine.com/pmr/topic175.htm
- [10] www.mech.utah.edu/~me3910/projects.html
- [11] www.docudesk.com
- [12] www.robotstoreuk.com
- [13] www.humanoid.waswda.ac.jp
- [14] www.uprosthetics.com
- [15] www.uihealthcare.com
- [16] www.fos.com.au
- [17] www.iranbmemag.com
- [18] www.monash.edu.au
- [19] www.colorado.edu
- [20] www.didrickmedical.com
- [21] www.ossur.com
- [22] www.ortoprofil.ro
- [23] www.biomed.brown.edu

-
- [24] www.humanoid.waseda.ac.jp
 - [25] www.ecs.soton.ac.uk
 - [26] www.scheckandsiress.com
 - [27] www.nupoc.northwestern.edu
 - [28] www.olimex.com
 - [29] <http://copelandprosthesis.com>
 - [30] <http://www.docudesk.com>
 - [31] <http://lucy.vub.ac.be/gendes/actuators/muscles.htm>
 - [32] <http://rce.ee.washington.edu/BRL/Publications>
 - [33] <http://engineeringworks.tamu.edu>
 - [34] <http://eprints.ecs.soton.ac.uk>
 - [35] <http://fr.wikipedia.org>
 - [36] *** FESTO, *Product Overview*, 2006
 - [37] *** ORTOPROFIL, *Catalog de produse. Dispozitive medicale*, 2003
 - [38] *** SMC, *Unita di traslazione a corsa lunga*, Serie MXW, Novita, 1995
 - [39] *** OTTO BOOK *Catalog de produse*, 2001

**Titluri recent publicate în colecția „TEZE DE DOCTORAT”
seria 9: Inginerie Mecanică**

1. **Liliana Vîlceanu** – *Contribuții privind gestionarea deșeurilor industriale și menajere în contextul dezvoltării durabile a județului Gorj, ISBN 978-973-625-687-5, (2008);*
 2. **Daniela Gherghel** – *Contribuții privind recuperarea, prin preotezare, a funcțiilor mecanice ale membrului superior uman, ISBN 978-973-625-686-8, (2008);*
 3. **Gavrilă Trif-Tordai** – *Cercetări privind arderea combinată a biomasei cu cărbune, ISBN 978-973-625-713-1, (2008);*
 4. **Adrian-Iulian Țenchea** – *Contribuții privind cercetarea arderii în strat fluidizat a biomasei, ISBN 978-973-625-712-4, (2008);*
 5. **Radu Ioan Tărcăeț** – *Cercetări privind realizarea precurățirii și preuscării semințelor de cereale prin fluidizare cu aer la temperatura ambiantă, ISBN 978-973-625-717-9, (2008);*
 6. **Ioan Marcel Indre** – *Cercetări asupra factorilor care influențează capacitatea de aspirație a ventilatorului transversal, ISBN 978-973-625-718-6, (2008);*
 7. **Dan Ioan Stoia** – *Modelarea, dezvoltarea și testarea implanturilor pentru coloana vertebrală, ISBN 978-973-625-697-4, (2008);*
 8. **Andreea Anca Șimon** – *Considerații teoretice și experimentale privind realizarea computerizată a tiparelor, cu ajutorul manechinelor virtuale pentru design vestimentar, ISBN 978-973-625-728-5, (2008);*
 9. **Amalia-Virginia Țirdea** – *Metode și echipamente de izolare autovibratorie a pieselor mecanice, ISBN 978-973-625-740-7, (2008);*
 10. **Diana Silaghi** – *Cercetări teoretice și experimentale privind posibilitățile de verificare a energiei solare ca sursă nepoluantă, ISBN 978-973-625-743-8, (2008).*
-



EDITURA POLITEHNICA