

INDRUMAR

**PRIVIND ALEGEREA ȘI
PROIECTAREA MATERIALELOR
COMPOZITE ȘI A OBIECTELOR
OBTINUTE DIN ACESTEA, PE
BAZA CARACTERISTICILOR
TERMO-FIZICE ȘI A METODELOR
DE PRELUCRARE**

Șef lucr.dr.ing. CONSTANȚA IBĂNESCU

CUPRINS

I. PROIECTAREA MATERIALELOR COMPOZITE	4
I.1. Introducere	4
I.2. Morfologia detaliată a proiectării	5
I.3. Alegerea materialelor	8
I.3.1. <i>Problema alegerii materialelor</i>	8
I.3.2. <i>Caracteristicile de performanță ale materialelor</i>	10
I.3.3. <i>Procesul de alegere al materialelor</i>	13
I.3.4. <i>Alegerea metodei de prelucrare pentru polimeri și materiale compozite</i>	19
I.3.5. Diferite tehnici de prelucrare a materialelor plastice	20
II.CALCULE DE PROIECTARE PENTRU ARTICOLE TEHNICE DIN CAUCIUC	24
II.1. Introducere	24
II.2. Calculul curelelor de transmisie plate din pânză cauciucată	25
II.2.1. <i>Părți componente</i>	26
II.2.2. <i>Calculul curelelor plate după forța periferică pe 1 cm de lățime a stratului de pânză (A_1)</i>	28
II.2.3. <i>Calculul numărului de straturi de pânză pentru o curea de transmisie plată</i>	35
II.2.4. <i>Calculul curelelor de transmisie plate în funcție de capacitatea de tracțiune (A_2)</i>	40

II.2.5. Exemflu de calcul pentru curele de transmisie plate	44
II.3. Calculul curelelor de transmisie trapezoidale	47
II.3.1. Dimensiunile curelelor trapezoidale	51
II.3.2. Alegerea diametrelor de calcul ale roților de transmisie	54
II.3.3. Calculul numărului de curele într-o transmisie	55
II.3.4. Particularitățile constructive ale roților de transmisie prin curele trapezoidale	56
II.3.5. Exemflu de calcul pentru curele trapezoidale	59
II.4. Schemă pentru estimarea efectului produs de adăugarea de material reciclat (recuperat) în rășina de bază asupra proprietăților	62
III.ELEMENTE DE PROIECTARE A UNOR COMPONENTE ALE PNEURILOR	66
III.1. Părțile componente ale unei anvelope și rolul lor	66
III.2. Elemente de proiectare a anvelopelor de autocamion	71
III.3. Calculul coeficientului de siguranță al carcasei	77
IV. CONCLUZII	79
V. BIBLIOGRAFIE GENERALĂ	81

I. PROIECTAREA MATERIALELOR COMPOZITE

I.1. INTRODUCERE

"DESIGN" = proiectare, creație

"Stabilește și definește soluții pentru probleme nerezolvate până în acel moment sau noi soluții pentru probleme ce au fost rezolvate anterior pe o cale diferită."

(J.T. Blumrich, *Science*, vol. 168, 1970, p. 1551)

Proiectarea este un proces secvențial constând din mai multe operații, ca de exemplu:

1. exploatarea sistemelor alternative care ar putea satisface condițiile specifice;
2. formularea unui model matematic al celui mai bun concept de sistem;
3. specificarea pieselor specifice pentru a construi un component al unui subsistem;
4. alegerea unui material din care să se confecționeze o piesă.

Fiecare operație necesită informații de ordin tehnic general dar și de afaceri care să conducă la o realizare de succes.

Un rol important în desfășurarea unui proces de proiectare îl are experiența proiectantului; aceasta va reduce substanțial timpul necesar pentru strângerea informației.

Proiectarea ca metodă de lucru este foarte asemănătoare cu metoda științifică (fig.I.1).

Etapele unui proces de proiectare sunt, în general:

- Recunoașterea unei necesități
- Definirea unei probleme (cât mai clar posibil)
- Culegerea de informații
- Concepția

- Evaluarea
- Comunicarea proiectului

I.2. MORFOLOGIA DETALIATĂ A PROIECTĂRII

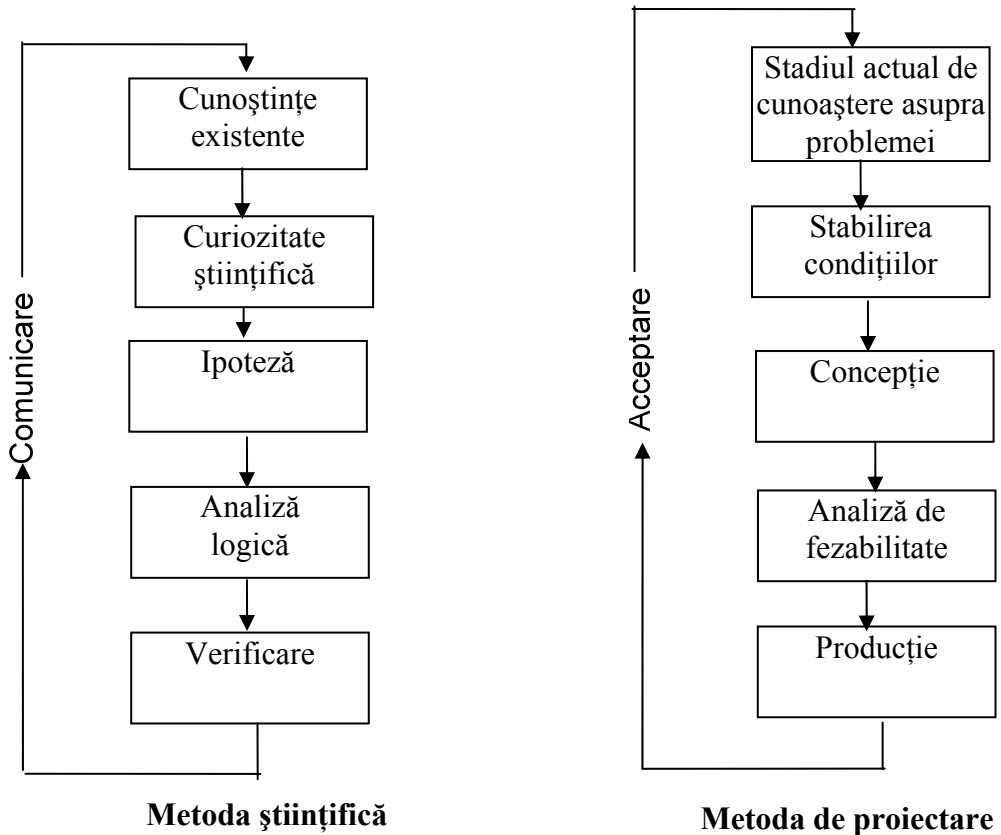


Fig.I.1. *Comparație între metoda științifică și metoda de proiectare*

Morfologia design-ului după Asimow constă în următoarele faze desfășurate în timp:

Faza I - Studiu de fezabilitate - necesar pentru a iniția proiectarea și a stabili linia de gândire. Scopul acestei faze este validarea necesității, producerea unui număr de soluții posibile și evaluarea soluțiilor pe baza

realizabilității fizice, avantajului economic și fezabilității financiare. Acest stadiu mai este numit și *design conceptual*.

Faza II - Proiectare preliminară - Această fază pune bazele unei proiectări detaliate bune pentru o dezvoltare structurată a conceptului de proiect. Presupune determinarea clară a proceselor fizice care generează curgerea și transformările materialului, energia și informația. Acest stadiu este adesea numit *întruchiparea proiectului (embodiment design)*. El mai poate fi numit *stadiul experimental* deoarece el include construirea modelelor și testarea lor experimentală. O sarcină importantă în proiectarea preliminară este cuantificarea parametrilor în scopul stabilirii soluției optime. Astfel este necesar să se evidențieze avantajele și dezavantajele diferitelor variante de proiectare și se trag concluziile finale privind funcția, rezistența, compatibilitatea spațială, estetica și viabilitatea financiară a proiectului.

Faza III - Proiectarea detaliată - În această fază proiectul a intrat în stadiul unei descrieri ingineresti complete a unui produs testat și posibil de produs. Sunt determinate montajul, forma, dimensiunile, toleranțele și proprietățile de suprafață ale tuturor părților individuale și specificate materialele și procesele de fabricație.

Faza IV - Pregătirea pentru fabricație - Pentru fiecare component al sistemului trebuie stabilită o metodă de fabricație. Ca prim pas, se stabilește o *fișă de prelucrare* (proces) care conține o listă cu operațiile de fabricație ce trebuie aplicate componentului. De asemenea, această fișă specifică forma și condițiile materialului și sculele și mașinile ce vor fi utilizate. Informațiile din fișa de prelucrare fac posibilă și estimarea costului de producție al componentului. Costuri înalte pot indica necesitatea unei schimbări de material sau o modificare în proiectul de bază. Strânsa colaborare între inginerii prelucrători, industrie, materiale și inginerie mecanică este importantă în această fază.

Alte sarcini importante îndeplinite în faza a IV-a sunt:

- Proiectarea sculelor specializate și a dispozitivelor de fixare.
- Specificarea instalației de producție care va fi folosită (sau proiectarea unei noi instalații) și activarea liniilor de producție.
- Pregătirea inventarului de lucru și de control al producției.
- Pregătirea sistemului de control al calității.
- Stabilirea timpului standard și a costurilor pe fiecare operație.
- Stabilirea sistemului de circulație a informațiilor necesare pentru controlul operației de fabricație.

Faza V - Pregătirea pentru distribuire - Importante decizii tehnice și de afaceri trebuie luate pentru a prevedea posibilitatea distribuirii efective a sistemelor produse către consumator. Succesul economic al proiectului depinde de impresia făcută de produs pe piață.

Faza VI - Pregătirea pentru utilizare - Utilizarea proiectului de către consumator este foarte importantă și considerațiile privind modul în care va reacționa consumatorul la produsul respectiv influențează toate etapele procesului de proiectare. Următoarele probleme specifice sunt importante pentru beneficiarii unui proces de proiectare: ușurința în întreținere, trăinicie, siguranța produsului, utilizare simplă, aspect estetic, economie a operației și durată de execuție.

Faza VII - Planificarea pentru retragerea produsului - Etapa finală în procesul de proiectare este îndepărtarea produsului când el a atins sfârșitul perioadei lui de folosință. "Viața de folosire" (*useful life*) poate fi determinată prin deteriorarea și uzura în punctul în care produsul nu mai poate funcționa sau se poate determina prin învechire tehnologică, când un alt produs competitiv îndeplinește funcția respectivă mult mai bine.

În fig. 1.2 sunt prezentate treptele ce trebuie parcurse pentru proiectarea unui produs nou.

I.3. ALEGEREA MATERIALELOR

I.3.1. Problema alegerii materialelor

Alegerea materialului convenabil este o etapă cheie într-un proces de proiectare deoarece reprezintă decizia crucială care leagă calculele dintr-un proiect ingineresc de realizarea efectivă a unui produs. Vastitatea acestei decizii se poate aprecia dacă luăm în considerație cele peste 40.000 aliaje metalice utilizate curent și probabil tot atâtea materiale nemetalice ce pot forma un produs. O alegere nepotrivită a materialului poate conduce nu numai la o componentă (o întregă piesă) nereușită ci și la un cost necorespunzător. A selecta cel mai bun material pentru o piesă înseamnă mai mult decât a alege un material ce are proprietățile necesare pentru atingerea unei performanțe în funcționare; aceasta este intim legată și de prelucrarea materialului într-o piesă finită. Un material prost ales poate crește mult costul de prelucrare și, deci, în final, costul piesei. De asemenea, proprietățile piesei se pot modifica prin prelucrare și asta poate afecta performanțele de utilizare (funcționare) ale piesei. Dacă ținem seama că alegerea materialului trebuie să se bazeze atât pe proprietățile materialului (performanța piesei) și prelucrarea materialului (producerea piesei) numărul de combinații posibile este aproape nelimitat.

Cel mai adesea alegerea materialelor se bazează pe experiența anterioară. Observațiile anterioare reprezintă într-adevăr o soluție, dar nu e neapărat să fie și soluția optimă. Până nu demult, alegerea materialelor era considerată o parte minoră a unui proces de design. Materialele erau selectate din manuale cu aplicabilitate limitată și pe baza unor date reduse privind proprietățile lor. Astăzi acest lucru este inacceptabil. În multe aplicații avansate (aerospațială, energii diverse) materialele sunt supuse limitelor proprietăților lor.

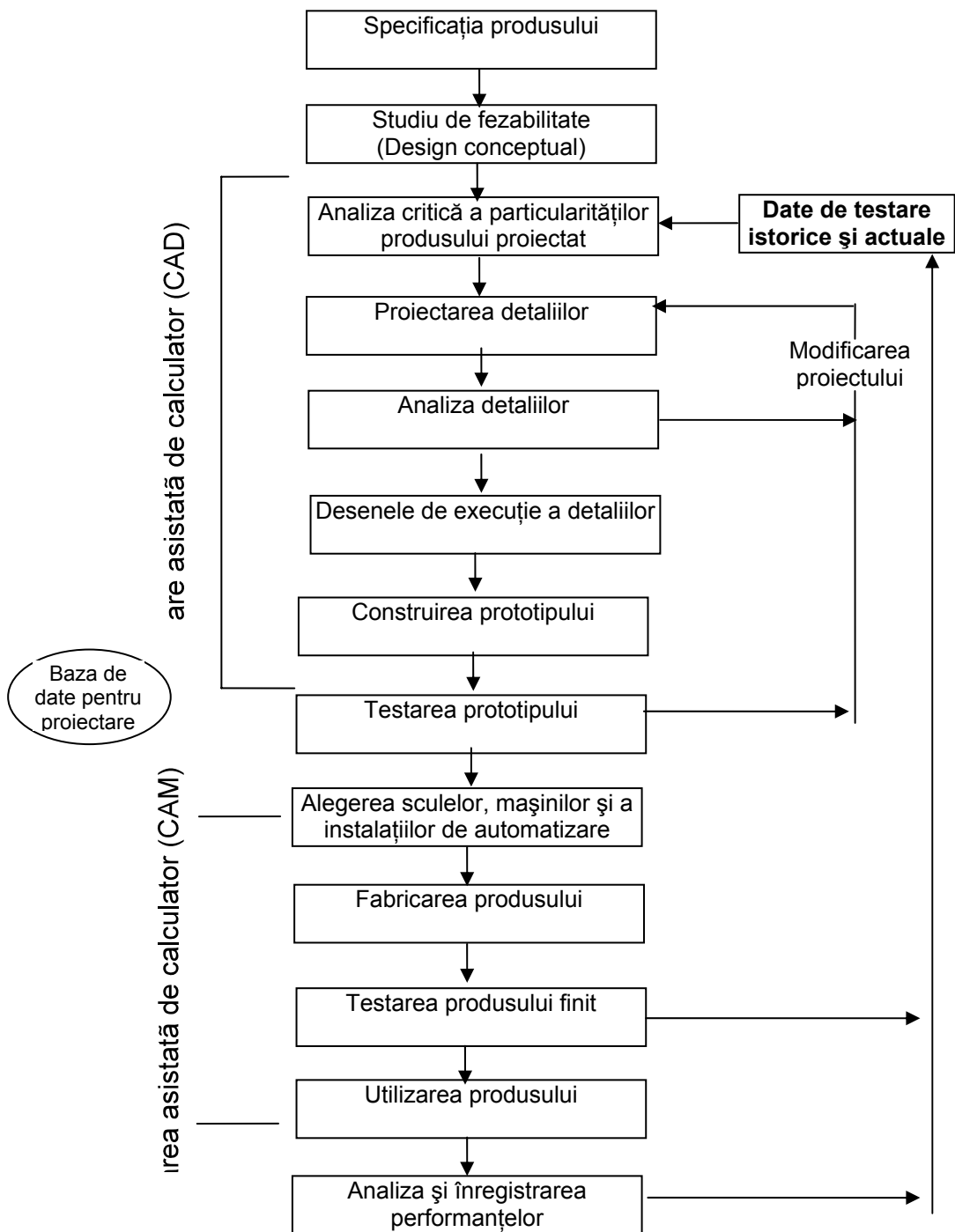


Fig.I.2. Etapele tipice în proiectarea unui produs

În diverse aplicații în care necesitatea proprietăților nu este prea severă, condiția scăderii costurilor primează. În domeniul automobilelor, tendința de creștere a eficienței energiei prin reducerea greutății a revoluționat alegerea materialelor. În alte domenii există o mulțime de alte *îngrădiri* impuse materialelor utilizate și de aceea selecția acestora pe baze raționale este o necesitate stringentă.

În multe operații de fabricație costul materialelor poate reprezenta peste 50% din costul total. Cu cât este mai mare gradul de automatizare și deci mai mic costul manoperei, cu atât este mai mare procentul din costul total datorat materialelor. În industria automobilelor, costul materialelor este cca. 70% din costul fabricației, iar în construcțiile navale - cca. 45%.

1.3.2. Caracteristicile de performanță ale materialelor

Performanța sau condițiile funcționale ale unui material sunt exprimate în mod obișnuit prin proprietățile lui fizice, mecanice, termice, electrice sau chimice. Proprietățile materialului reprezintă legătura dintre structura de bază și compoziția materialului pe de o parte și performanța de exploatare a piesei pe de altă parte (fig. 1.3).

STRUCTURĂ

PERFORMANȚE DE EXPLOATARE

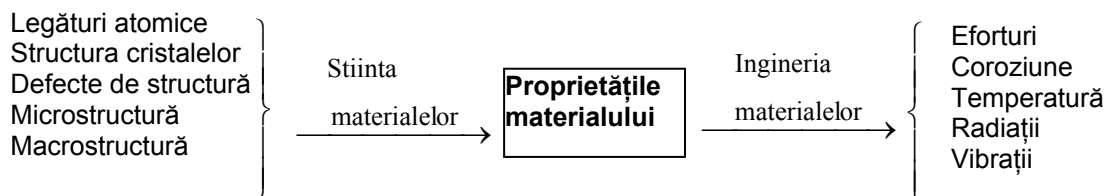


Fig.1.3. Proprietățile materialelor - legătura între structură și performanță

Putem împărți materialele ingineresti din punct de vedere structural în **metale**, **ceramice** și **polimeri**. O altă împărțire conduce la categoriile: **elastomeri**, **sticle** și **compozite**. În sfârșit, există și o clasificare tehnologică

În materiale **electronice, magnetice** și **semiconductoare**. Caracteristicile principale ale metalelor, ceramicelor și polimerilor sunt date în Tabelul I.1.

Tabelul I.1 - Caracteristicile specifice diferitelor clase de materiale

METALE	CERAMICE	POLIMERI
Tare	Tare	Moale
Rigid	Rigid	Flexibil
Dur	Sfărâmicios	Rezistent
Conductor electric	Izolator electric	Izolator electric
Conductivitate termică înaltă	Conductivitate termică mică	Termosensibil

Până nu demult metalele au dominat design-ul mecanic, astfel încât celelalte clase de materiale au putut fi ignorate. Astăzi gama de materiale este mult mai largă și se extinde rapid.

Ultima realizare a științei materialelor este să se prevadă modalitățile de îmbunătățire a proprietăților materialelor prin cunoașterea modului de a controla diferitele aspecte de structură. Structura poate varia de la dimensiuni atomice până la dimensiunile unei fisuri macroscopice într-o sudură. Metodele de bază pentru modificarea structurii sunt alierea, tratamentul termic și prelucrarea prin deformare.

În mod obișnuit noi ne rezumăm la acele proprietăți ale materialului care sunt ușor de măsurat și reproductibile și sun asociate cu un răspuns al materialului care este bine definit și corelat cu un răspuns fundamental. Dar uneori, din considerente tehnologice, determinăm și altele decât proprietățile fundamentale ale materialelor. Astfel, limita elastică măsoară prima deviație semnificativă de la comportarea elastică; dar aceasta este mai dificil (încet) de măsurat, astfel încât o substituim cu măsurarea mai ușoară și mai reproductibilă a pragului de efort. Să notăm că în multe situații de distrugere două sau mai multe proprietăți mecanice interacționează pentru a controla comportarea materialului.

În cadrul studiilor efectuate s-a urmărit, în special, elaborarea metodelor de alegere a materialelor destinate unor anumite utilizări specifice, în funcție de proprietățile lor fizice, termice, reologice și tribologice, precum și stabilirea unor metode de proiectare a unor articole tehnice de cauciuc, a matrițelor și filierelor.

Proprietățile materialelor se exprimă prin două tipuri de specificații: *specificații de performanță (de execuție)* și *specificații de produs*. Specificațiile de performanță stabilesc condițiile funcționale de bază ale produsului și precizează parametrii de la care trebuie începută proiectarea. Ele se bazează pe faptul că produsul trebuie să îndeplinească anumite condiții și pe evaluarea oricărui risc și consecințe ale distrugerii. Specificațiile de produs definesc condițiile în care componentele proiectului sunt procurate sau fabricate. Proprietățile materialului sunt o parte importantă a specificațiilor de produs.

Tabelul I.2 prezintă o listă cât se poate de completă a caracteristicilor de performanță a materialelor. El poate servi ca o listă de selectare a materialelor, asigurând utilizatorul că nu s-a omis nici o proprietate importantă.

Tabelul I.2 – Caracteristicile de performanță ale materialelor

Proprietăți fizice	Proprietăți mecanice	Proprietăți termice
Structura cristalină	Duritate	Conductivitate
Densitate	Modul de elasticitate	Căldură specifică
Punct de topire	<i>Întindere</i>	Coefficient de expansiune
Presiune de vapori	<i>Compresie</i>	Capacitate de absorbție
Viscozitate	Raportul lui Poisson	Capacitate de emisie
Porozitate	Curba efort-deformație	Viteză de ablațiune
Permeabilitate	Rezistența limită	Rezistență la foc
Reflectivitate	<i>Întindere</i>	
Transparentă	<i>Compresie</i>	Proprietăți chimice
Proprietăți optice	<i>Forfecare</i>	Poziția în seria
Stabilitate dimensională	Rezistența la rupere	potențialelor electrice
	<i>Întindere</i>	Coroziune și degradare
	<i>Forfecare</i>	Atmosferic
Proprietăți electrice	<i>Portanță</i>	<i>Apă sărată</i>
Conductivitate	Proprietăți de oboseală	<i>Acizi</i>
Constantă dielectrică	<i>Neted</i>	<i>Gaze firbinți</i>
Forță coercitivă	<i>Zimțat</i>	<i>Raze ultraviolete</i>

Histerezis	<i>Oboseală la coroziune</i>	Oxidare
	<i>Contact de rostogolire</i>	Stabilitate termică
Proprietăți nucleare	<i>Erodare</i>	Stabilitate biologică
Timp de înjumătățire	Temperatura de tranziție	Coroziune la efort
Secțiune transversală	Charpy	Casanță la hidrogen
Stabilitate	Tăria fracturii	Permeabilitate hidraulică
	Temperatură înaltă	
	<i>Fluaj</i>	Proprietăți de fabricație
	<i>Ruptură la efort</i>	Fluiditate (capacitate de turnare)
	Proprietăți de umezire	Tratament termic
	Proprietăți de uzură	Capacitate de călire
	<i>Abraziune</i>	Formabilitate
	<i>Eroziune</i>	Prelucrabilitate
	Cavitație	Sudabilitate
	Spargere	
	Impact balistic	

Tema proprietăților materialului poate deveni rapid mult mai complexă. Considerarea oricăreia din proprietățile listate în tabelul I.2 poate fi dezvoltată incluzând tipul de mediu de testare, starea de tensiune sau chiar configurația structurală. Fig. I.4 ilustrează arborele generic ce se formează prin extinderea categoriei de proprietăți de oboseală.

I.3.3. Procesul de alegere al materialelor

Alegerea materialelor pe bază pur rațională nu este ușoară. Problema este nu numai dificilă prin datele insuficiente sau inexacte privind proprietățile, ci reprezintă și o decizie greu de luat în fața condițiilor ce se cer acestor proprietăți. Problema alegerii materialelor presupune una din următoarele situații diferite:

1. Alegerea materialelor pentru un produs nou sau o proiectare nouă.
2. Reevaluarea unui produs sau proiect nou pentru a reduce prețul de cost, a crește fiabilitatea, a îmbunătăți performanțele etc.

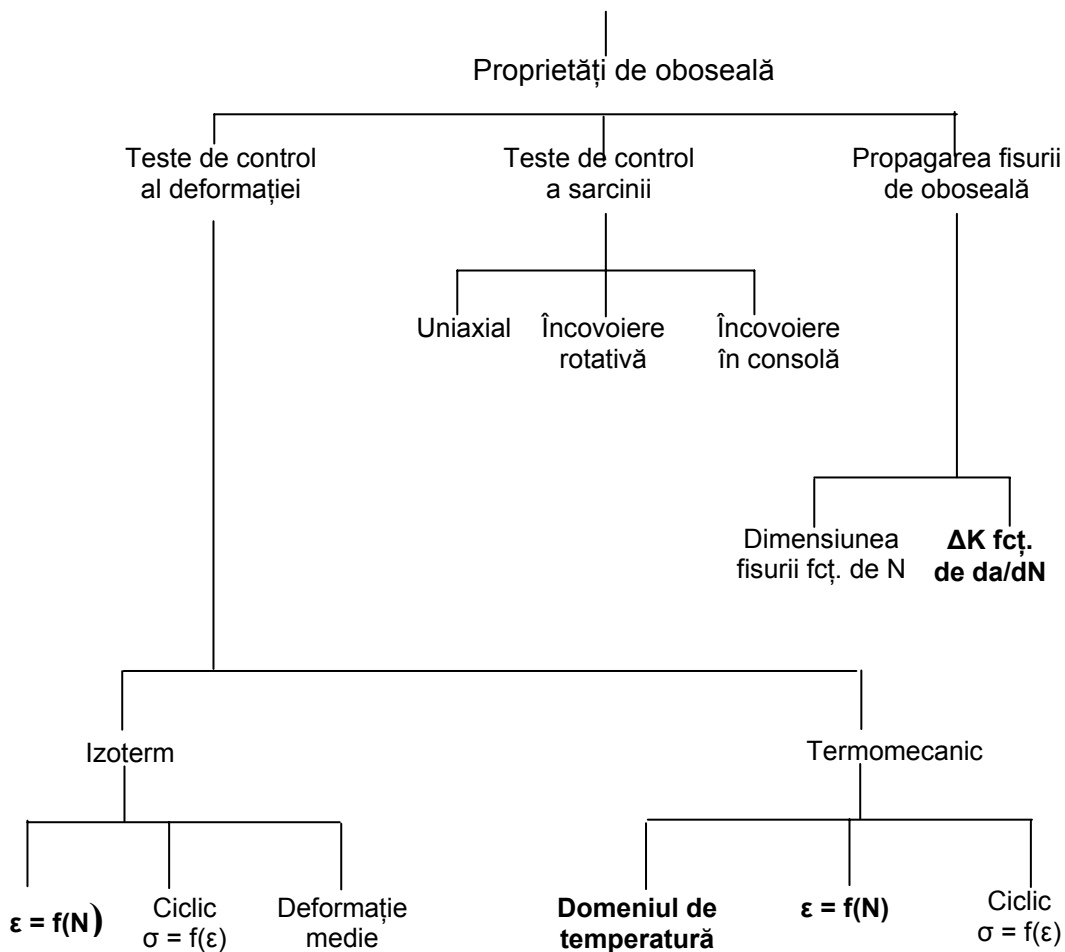


Fig.1.4. Arborele generic al proprietăților de oboseală

În general nu e posibil să se realizeze întregul potențial al unui nou material, în afară de cazul în care produsul este re-proiectat pentru a îndeplini atât proprietățile cât și caracteristicile de proiectare ale materialului. Cu alte cuvinte, o simplă înlocuire a unui material nou fără schimbarea proiectului, rar conduce la utilizarea optimă a materialului. Adesea esența procesului de alegere a materialului **nu** este aceea ca un material să primeze față de altul pentru a fi ales; mai curând constă în aceea că procesele asociate cu producere sau fabricarea unui material să fie în competiție cu procesele asociate altui material. De exemplu turnarea sub

presiune a unui aliaj pe bază de zinc poate concura cu formarea prin injecție a unui polimer. Sau o forjare a oțelului poate fi înlocuită de o laminare a metalului din cauza perfecționărilor în sudura componentelor din bandă metalică într-o piesă.

Selecția materialelor, ca orice alt aspect de proiectare inginerescă, este un proces de rezolvare a unei probleme ce poate decurge în următoarele trepte:

1. *Analiza condițiilor ce trebuie îndeplinite de către material.* Se determină condițiile de funcționare și de mediu pe care trebuie să le îndeplinească produsul și se translează acestea la proprietățile critice ale materialului.
2. *Selectarea (cernerea) materialelor-candidat.* Se compară proprietățile cerute cu datele privind proprietățile unei clase largi de materiale pentru a selecta câteva materiale care sunt de interes pentru scopul propus.
3. *Alegerea materialului-candidat.* Se analizează materialele candidat din punctul de vedere al performanțelor produsului, costului, posibilităților de fabricare și utilitate, pentru a selecta cel mai bun material pentru obiectivul propus.
4. *Stabilirea datelor de proiectare.* Se determină experimental proprietățile cheie ale materialului selectat pentru a aprecia măsura în care performanțele materialului în condițiile specifice sunt atinse în funcționarea ansamblului.

Deși alegerea materialului intervine în fiecare stadiu al procesului de proiectare, ea are un rol important și în celelalte stadii. S-a sugerat că printr-o selecție largă a materialelor în faza conceptuală a proiectului vor apărea multe înlesniri pentru o proiectare inovativă. În acest stadiu în care toate opțiunile sunt deschise, proiectantul trebuie să aproximeze datele într-o gamă cât mai largă posibil de materiale. S-a realizat o diagramă de selecție a materialelor în acest scop (fig. I.5).

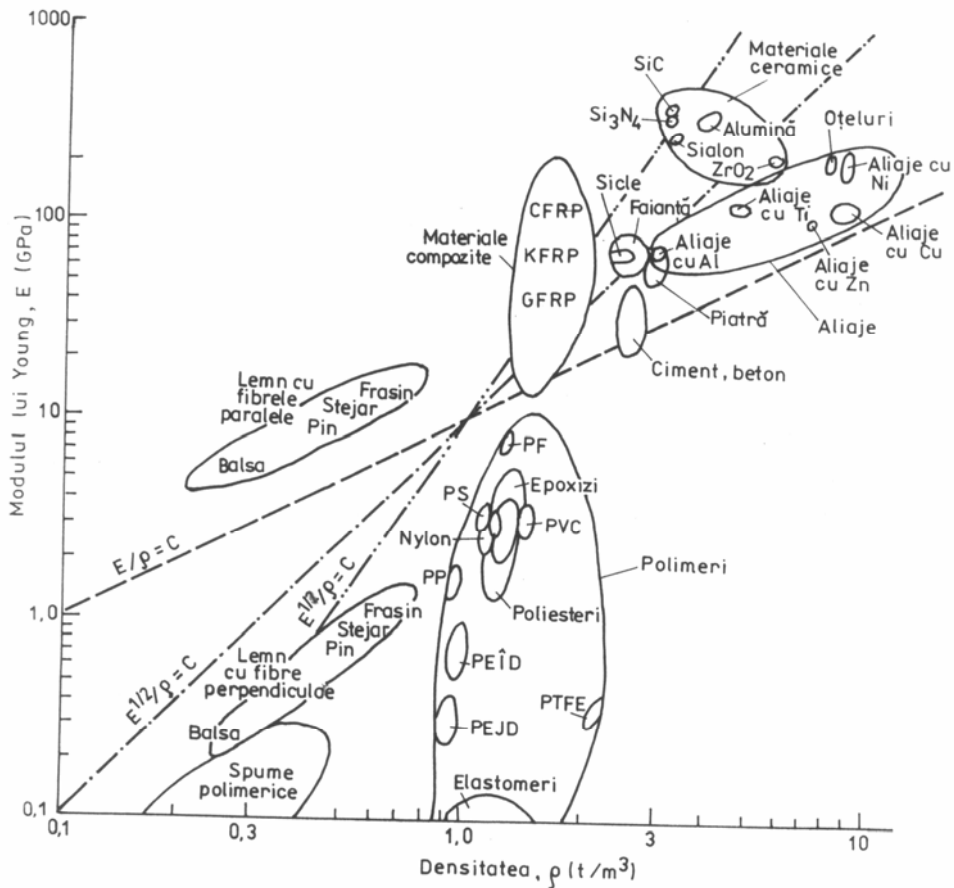


Fig.1.5. Diagramă de selecție a materialelor în funcție de modulul de elasticitate

Fig.1.5. reprezintă modulul de elasticitate al polimerilor, metalelor, ceramicilor și compozitelor funcție de densitate, iar fig.6. cuprinde aceleași tipuri de reprezentări dar pentru rezistență în funcție de densitate. Se dau și criteriile de proiectare pentru minimizarea costului sau greutateii. În funcție de geometrie și de sarcină se aplică diferite relații care sunt prezentate detaliat în raportul de cercetare. Pentru sarcină axială simplă relația este E/ρ sau

σ/ρ . Pentru încovoierea unei tije subțiri se folosește relația $E^{1/2}/\rho$, iar pentru îndoirea unei plăci: $E^{1/3}/\rho$. Linile ce reprezintă aceste pante sunt reprezentate în figuri. Astfel, dacă o linie dreaptă este trasată paralel cu linia $E^{1/2}/\rho = C$, toate materialele plasate pe linie se vor comporta la fel de bine ca o tijă solicitată la compresie, pe când cele de deasupra liniei vor fi mai bune, iar de sub linie vor fi mai proaste.

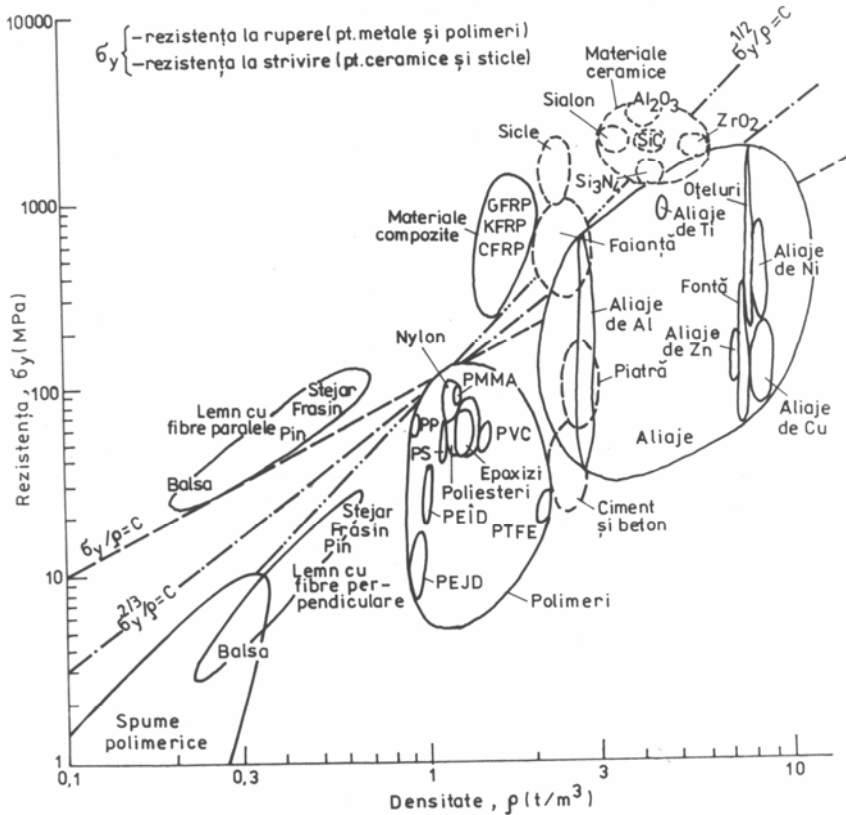


Fig.1.6. Diagramă de selecție a materialelor în funcție de rezistență

În ceea ce privește sursele de informare asupra proprietăților materialelor, mulți ingineri proiectanți utilizează literatura de tradiție, articole tehnice și rapoarte ale companiilor.

Pentru aplicații speciale, în care siguranța este de mare importanță, este necesar să se determine distribuția de frecvență atât a proprietăților materialului, cât și a parametrului care descrie comportarea. S-a stabilit că atunci când cele două distribuții se intersectează, va exista un număr previzibil statistic de eșecuri..

Deoarece există un număr foarte mare de materiale comerciale între care se poate face selecția, cu diferite proprietăți și costuri, un mare avantaj îl prezintă utilizarea calculatorului pentru depozitarea, manipularea și trierea acestor informații. Programele specifice de proiectare asistată de calculator folosesc biblioteci de date imense, ceea ce presupune utilizarea tehnicii de calcul performante pentru rezolvarea problemelor de proiectare. Acest aspect a fost evidențiat și în raportul de cercetare, atunci când s-au prezentat aplicațiile specifice.

Ultima decizie într-o proiectare este echilibrul între performanță și cost. Există un spectru larg de aplicații care variază de la cele pentru care performanța este esențială (industria aerospațială și de apărare) până la cele în care costul predomină (aplicațiile casnice, consumatorii electronici). Deoarece costul este o condiție importantă în multe situații de alegere a materialelor, trebuie să se acorde o atenție suplimentară. Costul unui material depinde de (1) raritate, determinată fie de concentrația componentului activ, fie de costul alimentării; (2) costul și cantitatea de energie necesară pentru prelucrarea materialului și (3) cerințele de bază impuse materialului.

Unele dintre cele mai importante și mai analitice metode de selecție a materialelor sunt:

1. Costul în raport cu indicii de performanță
2. Indicii proprietăților de greutate
3. Analiza valorii
4. Analiza eșecurilor
5. Analiza beneficiu-cost.

1.3.4. Alegerea metodei de prelucrare pentru polimeri și materiale compozite

Prelucrarea este termenul generic pentru convertirea polimerului brut și a adosurilor acestuia (aditivi, coloranți, stabilizatori, mici cantități de alți polimeri, materiale de umplură, de ramforsare etc.) în produse utile ce pot fi comercializate. O parte semnificativă a performanțelor finale ale produsului depinde de buna alegere a polimerului și a adosurilor. Influența modului de prelucrare trebuie, de asemenea, luată în considerație. Pentru comoditate, termoplastele ca polietilena (PE) și polipropilenele (PP) sunt convertite din pulberea brută rezultată în reactor în peleți prin compoundare. Peleții sunt apoi transformați în piese finite printr-o altă etapă de extrudare sau printr-un proces de injecție. Condițiile de prelucrare pot acționa prin alterarea sau chiar interferarea cu proprietățile intrinseci ale polimerului ales sau ale adosurilor lui. Pentru multe materiale termoreactive fazele de prelucrare transformă prepolimerul în produsul final. Interacțiunea polimer – proces de prelucrare este foarte importantă pentru obținerea proprietăților produsului final. Sunt două probleme majore ce se pun în fabricarea oricărui produs:

- Piesa finită va îndeplini toate criteriile necesare specificate în produs?
- Poate fi produsă piesa la costul minim proiectat pentru piața de desfacere?

Aceste criterii par a fi destul de simple, însă, în realitate, ele sunt puternic interconectate și de obicei necesită analize complexe atât tehnice, cât și de marketing. O schemă tipică este prezentată în fig.1.7.

Rar se întâmplă ca un polimer să fie prelucrat într-un articol comercial fără să fie supus unei călduri sau presiuni exterioare un timp oarecare. Există multe căi de convertire a polimerilor în produse finite. În multe operații se folosesc combinații de procese. Acest capitol sevește acomodării inginerului proiectant cu unele dintre cele mai uzuale tehnici de prelucrare prin indicarea unora dintre proprietățile importante ale polimerilor,

care influențează eficiența prelucrării și demonstrează modul în care prelucrările pot afecta performanța polimerului ca produs finit.

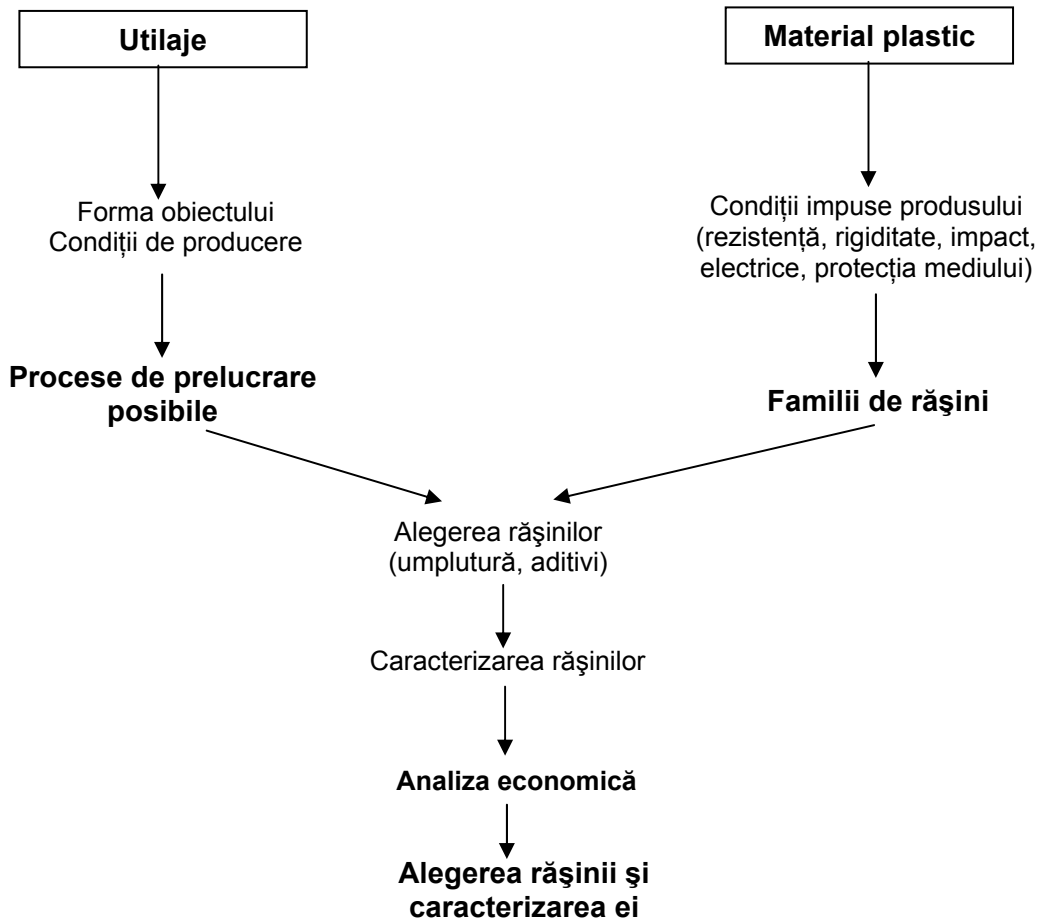


Fig.1.7. Schema alegerii unui polimer și a tehnicii de prelucrare a acestuia

1.3.5. Diferite tehnici de prelucrare a materialelor plastice

Prelucrarea polimerilor poate fi clasificată în multe moduri. Un criteriu utilizat adesea este tipul de curgere al unui element de fluid din polimer în timpul formării într-un produs final. Aceasta este o abordare clasică, similară cu operațiile unitare din ingineria chimică. Inginerul de

prelucrare se concentrează pe considerațiile reologice ale polimerului și pe eforturile reziduale în produsul finit, combinând astfel elemente din mecanica fluidelor și solidelor în studiul polimerilor. După cum se poate observa din tabelul I.3, viscozitatea și alte caracteristici reologice ale polimerilor pot dicta aplicabilitatea unei metode de prelucrare date. Extruderea și filarea sunt exemple de curgere continuă, pe când injecția și suflarea sunt exemple de curgere ciclică. Termoformarea este un exemplu de formare de foi aproape elastice iar curgerea pulberilor este utilizată în formarea rotațională.

Tabelul I.3. Variabilele de prelucrare pentru principalele procese de prelucrare a polimerilor

Procesul de prelucrare	Tipul de material		Proprietățile					
	Termorigide	Termoplaste	Viscozitate	Fractura topiturii	Umflarea extrudatului	Rezistența topiturii	Viteza de reacție	Viteza de cristalizare
Formarea prin suflare		X	Medie					X
Calandrare		X	Medie					
Turnare	X	X	F.scăzută				X	X
Formare prin presare	X		Înaltă				X	
Extrudere. Film		X	Medie	X	X	X		X
Extrudere. Profil		X	Medie	X	X			X
Extrudere. Foi		X	Medie	X	X			X
Înfășurare filamente	X		Medie				X	
Pulverizare manuală	X		Medie				X	
Injecție. Compact		X	Joasă la medie	X	X			X
Injecție. Spume		X	Joasă la medie	X		X		X
Injecție. Reactive	X		Joasă la medie				X	
Prelucrare mecanică	X	X	Joasă la medie					
Ștanțare în topitură		X	Joasă la medie					X
Pultruziune	X		Medie				X	
Formare rotațională	X	X	Medie la joasă				X	X
Termoformare		X	Medie					X
Formare prin transfer	X		Medie				X	

În proiectarea industrială, forma geometrică a piesei finite este importantă. *Forma* poate fi folosită drept criteriu de clasificare a diferitelor metode de clasificare a polimerilor ca în figura I.8.

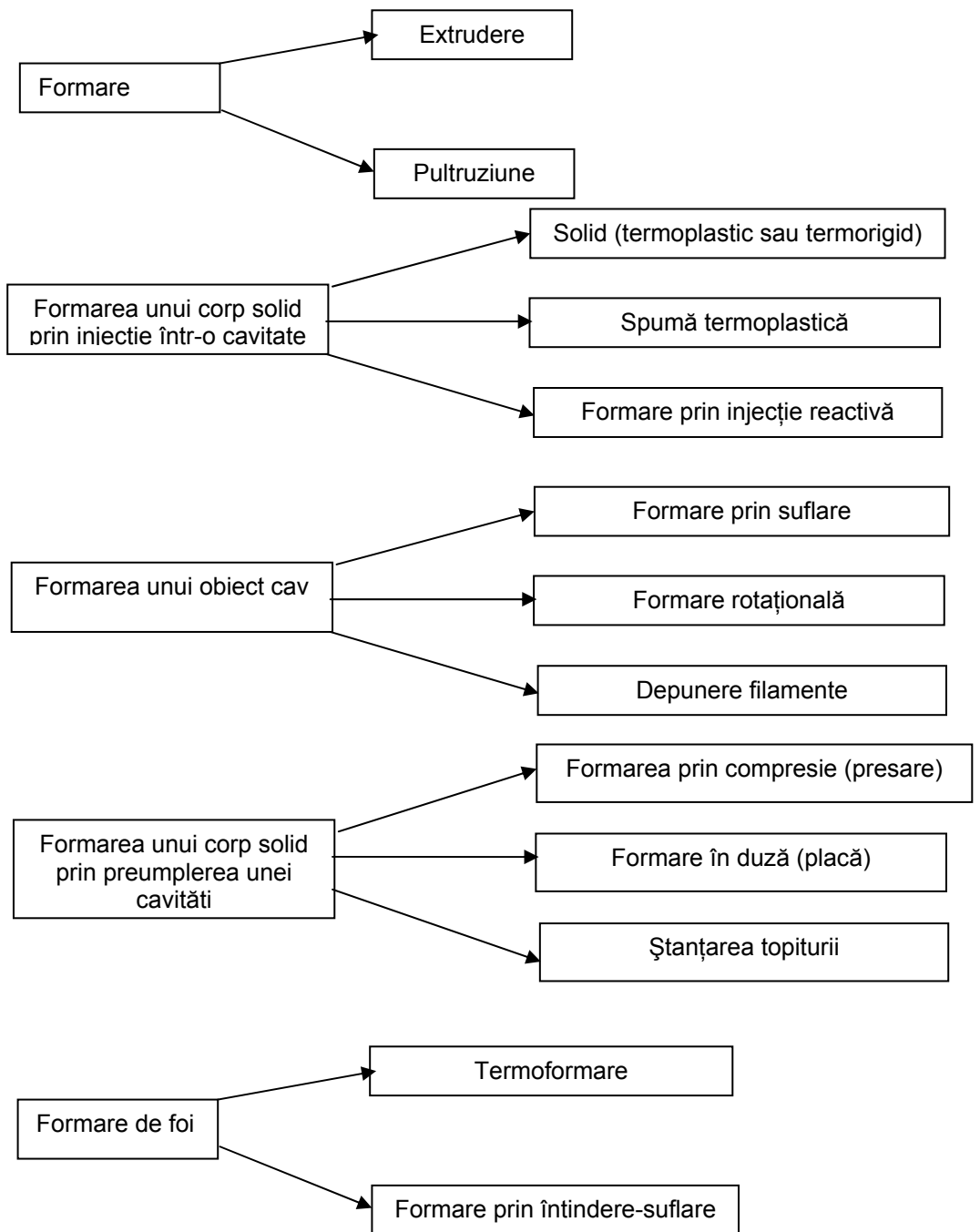


Figura 1.8. Geometria obiectului – criteriu de clasificare a prelucrării polimerilor

O abordare inginerească mai acceptabilă este cea care identifică caracteristicile inițiale de proiectare ale fiecărei piese ca:

- limitările de formă
- dimensiunea maximă,

Această clasificare este valabilă numai pentru cazul în care produsul final este o singură piesă. Dar multe produse reprezintă ansambluri de diferite piese pentru care criteriile de realizare și caracteristicile materialului diferă de la o piesă la alta. Interdependențele specifice dintre piese cum ar fi potrivirea lor, contracția, dilatarea termică, culoarea și asemănarea nu sunt considerate de importanță primară în această metodă de clasificare.

precum și unele considerații arbitrare de proiectare, cum ar fi una sau mai multe din următoarele:

- forma complexă;
- grosimea peretelui controlată;
- aria plană;
- inserții;
- forma cavă închisă sau deschisă;
- goluri;
- numărul de articole.

Pe baza tuturor acestor considerente s-a elaborat o metodologie de proiectare care, în raportul de cercetare, este ilustrată prin mai multe exemple specifice obținerii articolelor din materiale plastice sau cauciuc.

II.CALCULE DE PROIECTARE PENTRU ARTICOLE TEHNICE DIN CAUCIUC

II.1. INTRODUCERE

Printre multiplele tipuri de produse tehnice de cauciuc, locul principal îl ocupă diferite organe de mașini care trebuie să întrunească următoarele proprietăți:

- rezistență mecanică;
- flexibilitate;
- elasticitate;
- rezistență la uzură;
- rezistență la medii agresive.

Deoarece influența sarcinilor dinamice asupra diferitelor produse tehnice de cauciuc nu este încă destul de bine studiată, la calculul unei serii de produse trebuie să ne limităm în principal la analiza solicitărilor statice, în care tensiunile și deformațiile sunt direct măsurabile, deci există posibilitatea interpretării cantitative a studiului asupra rezistenței și deformabilității pieselor. În regimurile dinamice, însă, trebuie să ne limităm la stabilirea duranței sau a degajării de căldură.

În unele cazuri, relația dintre tensiuni și deformații în materialele inițiale și în construcțiile finale nu este liniară, abaterile sunt uneori mari și, ceea ce este mai important, proprietățile mecanice ale fibrelor toarse, pânzelor și cauciucurilor variază în procesele de producție și în produsele care se creează. De aceea mersul calculelor se complică și apare necesitatea aplicării unor corecții, iar uneori trebuie să ne limităm doar la comparații tehnologice.

II.2. CALCULUL CURELELOR DE TRANSMISIE PLATE DIN PÂNZĂ CAUCIUCATĂ

Curelele cauciucate plate se folosesc drept legături flexibile de tracțiune între roata de curea conducătoare și roata de curea condusă ale transmisiilor prin curele.

La instalațiile de transportare și de ridicare se folosesc benzi cauciucate țesute. Ele sunt flexibile și în același timp servesc drept mijloc de transport.

Pentru funcționarea cu succes a instalațiilor de transmisie și de transportare este necesar ca benzile și curelele să fie rezistente, flexibile și limitat extensibile.

În producția curelelor și benzilor cauciucate ca material ce suportă sarcina se folosește o țesătură specifică, așa-numitul *belting*. Pentru curelele de transmisie se folosește belting din bumbac. Particularitatea beltingului este rezistența mare și o importantă alungire relativă pe urzeală, la o rezistență și o duritate mai redusă pe bătătură. Dar scăderea rezistenței și a durității bătăturii este limitată de condițiile de păstrare și de posibilitatea de a asigura o prindere riguroasă a capetelor curelei. Asupra rezistenței și alungirii la rupere a beltingurilor are o influență mare modificarea conținutului de umiditate.

Ca mijloc de fixare a straturilor țesute care izolează în același timp firele acestora precum și de protecție a țesăturii împotriva influenței umezelii și gazelor și a acțiunilor mecanice se folosește cauciucul.

Amestecurile de cauciuc din industria de curele se execută din cauciuc butadienic și natural. Compozițiile din cauciuc, realizate în malaxoare capsulate se omogenizează pe valțuri și se calandrează în vederea obținerii foilor de diferite grosimi și lățimi. Întăritura de cauciuc se extrude sub formă de bandă, de grosime egală cu cea a stratului de inserție textilă.

II.2.1. Părți componente:

Placa de cauciuc care este o curea plată poate fi executată în diferite moduri, rezultând mai multe tipuri de curele (figura II.1).

Curelele de tip 1, tăiate, se execută prin dublarea strat cu strat a țesăturii din cauciuc. Semifabricatele obținute se vulcanizează, după care se taie în curele de lungimea necesară. Muchiile țesute ale curelelor de acest fel sunt protejate împotriva pătrunderii acțiunii distrugătoare a uleiului de ungere și a umezelii, ungându-se cu o compoziție specială, impermeabilă. Curelele tăiate constituie partea principală a curelelor de mașini, fabricate de uzinele de produse tehnice din cauciuc și sunt destinate roților de curea care lucrează la viteze mari.

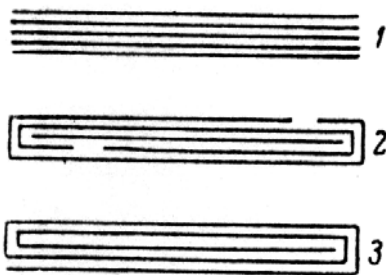


Fig.II.1. Principalele tipuri de curele:

1. – curea tăiată (crestată);
2. – curea înfășurată strat cu strat;
3. – curea înfășurată în spirală.

Curelele de tip 2, înfășurate strat cu strat se execută prin îndoirea ambelor capete ale benzilor de țesătură, finisate în prealabil. La o trecere prin mașină poate fi obținut un semifabricat din două sau trei insertii. În ultimul caz, la mijlocul benzii care se prelucrează poate fi aplicată o bandă suplimentară cu o lățime de două ori mai mică.

Utilizarea principală a curelelor de transmisie înfășurate strat cu strat este la mașini de puteri mari, cu sarcină continuă la viteze medii, sub 20

m/s. Curelele de acest tip sunt bune pentru transmisiile în sarcină dinamică mică.

Curelele de tip 3, înfășurate în spirală au o construcție cu mai multe curbe; se execută din belting B-820, fără straturi de cauciuc între inserții. Se folosesc pentru funcționarea la sarcini mari și viteze mici.

Folosirea în industria cauciucului a unor materiale noi, a țesăturilor din bumbac rezistente, a șnururilor, a țesăturilor din vâscoză, din poliamide sintetice, a condus la îmbunătățirea calităților de exploatare și la elaborarea unor noi tipuri de curele (figura II.2).

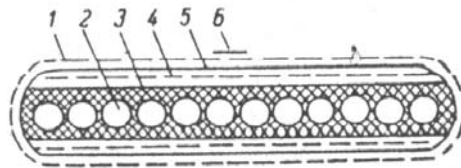


Fig.II.2. Curea plată cu inserție de cord și șnur

1 – înveliș textil; 2 – cord de șnur; 3 – cauciuc; 4 – stratul țesut;
5 – strat de cauciuc; 6 – bandă cauciucată

O curea de transmisie este, deci, o placă stratificată de pânză și cauciuc, care, în timpul exploatarei, este supusă unei *tracțiuni axiale variabile*, combinată cu *încovoiere multiplă*. Utilizarea rațională a curelei este asigurată prin folosirea corectă a tipului, dimensiunilor și numărului de straturi din curea, care corespund cel mai bine condițiilor de lucru date.

Deoarece straturile textile cauciucate reprezintă baza construcției curelelor, în practica industriei cauciucului se obișnuiește să se efectueze calcule de proiectare a curelelor după forța periferică utilă admisibilă pe care o transmite cureaua, raportată la 1 cm de lățime a unui strat textil. Această cale de calcul permite să se ia în considerație particularitățile contracției și proprietățile noilor elemente textile și de cauciuc care fac parte din obiectul obținut.

Mai sunt și alte posibilități de calcul: - pe baza capacității de tracțiune (capacitatea de funcționare), utilizând unele caracteristici obținute pe cale experimentală la încercarea curelelor fabricate în serie; - după randamentul optim de funcționare a transmisiilor etc.

II.2.2. Calculul curelelor plate după forța periferică pe 1 cm de lățime a stratului de pânză (A_1)

Forța periferică transmisă de curea este corelată cu puterea transmisiei prin relația :

$$P = T_1 - T_2 = 100 N/v \quad [\text{daN}] \quad (1)$$

În care: P – forța periferică (forța utilă transmisă), daN;

T_1, T_2 – forța de tracțiune a ramurii conducătoare și, respectiv, conduse, în sarcină, daN;

N – puterea transmisă de curea, kW;

V – viteza curelei, m/s.

Întinderea (forța de tracțiune) în ramurile curelei conduce la apariția unei forțe de frecare și, prin urmare, la transmiterea cuplului de rotație către roata de transmisie condusă.

Pentru ca dintr-o transmisie în funcțiune să apară diferența necesară de întindere, cureaua trebuie montată cu o anumită pretensionare T_0 și atunci:

$$T_1 + T_2 = 2 T_0 \quad \text{și} \quad T_1 = T_0 + P/2 \quad (2)$$

În condițiile reale, datorită *masei și vitezei curelei*, se dezvoltă o *forță centrifugă*, care tinde să depărteze cureaua de roata de transmisie, ceea ce conduce la scăderea puterii transmise de curea. O curea formată din mai multe straturi de material textil și intercalații de cauciuc între acestea are o

anumită grosime și nu este absolut flexibilă, iar aceasta conduce la scăderea puterii transmise.

Tensiunea totală în ramura maxim solicitată a curelei (pe roata de transmisie mică) este:

$$F_{\text{tot}} = f_1 + f_c + f_{\text{inc}} \quad (3)$$

în care:

f_1 – tensiunea în curea corespunzătoare forței T_1 , daN/cm²;

f_c – tensiunea în curea corespunzătoare forței de tracțiune T_c care apare datorită forței centrifuge, daN/cm²;

f_{inc} – tensiunea din curea datorită încovoierii, daN/cm².

Deoarece o curea de cauciuc și material textil nu este omogenă în secțiunea transversală, ci are o structură stratificată, ar trebui ca tensiunea de tracțiune a curelei să se calculeze pentru diferite elemente ale acestei construcții, ținând seama de valorile diferite ale modulelor materialelor care compun cureaua.

Pentru curelele de transmisie plate, în care valorile modulului și ale ariilor secțiunilor straturilor de cauciuc sunt foarte mici, calculul poate fi făcut practic numai pentru straturile textile (cauciucate) ale curelei.

Dacă raportăm tensiunile de mai sus f_1 , f_c și f_{inc} la 1 cm lățime a stratului de pânză, obținem sarcinile respective: K_1 , K_c și K_{inc} (daN/cm). Sarcina admisibilă K_z este:

$$C_0 K_v' / z = K_z = K_1 + K_c + K_{\text{inc}} = K_0 + P/2 + K_c + K_{\text{inc}} \quad (4)$$

unde: C_0 – modificarea rezistenței medii la rupere a stratului de pânză din cauza proceselor tehnologice și datorită influenței numărului de straturi textile din curea;

z – rezerva de rezistență (coeficient de siguranță) adoptată;

P – forța periferică utilă admisibilă la 1 cm lățime de strat textil.

Determinarea sarcinii pe 1 cm lățime de strat textil

Stabilirea valorilor K_v' , C_0 și z este sarcina tehnologului.

Procesele de prelucrare a curelei de la materia primă până la cureaua finită influențează proprietățile mecanice. Datorită neomogenității alungirilor straturilor de pânză, rezistența stratului textil separat (scos din curea) este ceva mai mare decât rezistența medie a stratului la ruperea întregii curele.

Într-o curea cu 3-4 straturi rezistența se calculează luând $C_0 = 0,85 - 0,9$ iar pentru pânză cu bătătură făcută din șnur $C_0 = 0,71 - 0,76$. Coeficientul de siguranță z se ia egal cu 8. K_z determinat cu ecuația (4) este tabelat, având valori în jurul lui 14,8 daN/cm pentru diferite tipuri de pânză.

Tabelul II.1. – Rezistența pânzelor de curele și sarcina de calcul admisibilă pe 1 cm lățime de pânză de urzeală

Tipul pânzei de curea	Rezistența pânzei brute pe direcția urzelii, daN/cm	Rezistența calculată, $C_0 K_v'$, daN/cm	Sarcina admisibilă, K_z , daN/cm, pentru $z=8$	Grosimea unui strat textil din carcasa curelei, mm	
				Cu intercalații de cauciuc	Fără intercalații de cauciuc
Belting B-120	61	55	6,88	1,5	1,25
Belting OPB-5	128	115	14,80	2,3	1,9
Belting OPB-12	128	115	14,80	2,3	1,9
Pânză rară	12	-	-	1,25	1,0
Pânză cu bătătură de șnur	132	119	14,90	2,3	2,0

Pentru determinarea sarcinii K_1 a ramurii conducătoare a curelei în funcție de forța periferică transmisă, trebuie pornit de la relația dintre

întinderea ramurii conducătoare și a celei conduse. Considerând coeficientul de frecare μ_f între curea și roata de transmisie constant, relația între T_1 și T_2 este dată de ecuația :

$$T_1 = T_2 e^{\mu_f \beta} \quad (5)$$

Din ec.(1) și (5), se poate scrie:

$$T_1 = P \frac{e^{\mu_f \beta}}{e^{\mu_f \beta} - 1} \quad (6)$$

de unde:

$$K_1 = \frac{P}{bi} \frac{e^{\mu_f \beta}}{e^{\mu_f \beta} - 1} \quad (\text{daN/cm pânză}) \quad (7)$$

în care: β - arcul de alunecare (elastică) pe roata de transmisie mică, rad

b – lățimea curelei, cm

i – numărul de straturi textile în carcasa curelei.

Coeficientul de tracțiune φ este dat de relația:

$$\varphi = \frac{e^{\mu_f \beta} - 1}{e^{\mu_f \beta} + 1} \quad (7')$$

Pentru determinarea sarcinii K_c , care este rezultatul acțiunii forței centrifuge, se pornește de la relația:

$$f_c = \frac{G}{g} v^2 \quad (8)$$

în care G este greutatea a 1 m de curea, raportată la secțiunea de 1 cm^2 (daN);

g - accelerația gravitațională = $9,81 \text{ m/s}^2$;

v – viteza curelei, m/s.

Deoarece numărul mediu de straturi de pânză ce revin la 10 mm grosime de curea este egal cu $10/\Delta$ (Δ fiind grosimea unui strat textil în

carcasa curelei, mm), sarcina pe 1 cm de strat de pânză datorită forței centrifuge va fi egală cu:

$$K_c = \frac{G\Delta}{98,1} v^2 = k_0 v^2 \quad (\text{daN/cm pânză}) \quad (9)$$

Valoarea k_0 depinde de tipul amestecului de cauciuc, de grosimea pânzei de curea, de existența straturilor de cauciuc și a învelișului de cauciuc (tabelul II.2).

Tabelul II.2. – Valorile k_0 pentru curele B-820

	Grosimea stratului textil în carcasă, Δ,mm	Nr.mediu de straturi la 1 cm grosime de carcasă a curelei, $10/\Delta$	k_0 (daN.s²/cm.m²)
Curele fără intercalații de cauciuc (greutatea specifică 1,1 cN/cm ³)	1,25	8,00	0,0014
Curele cu intercalații de cauciuc (greutatea specifică 1,25 cN/cm ³)	1,50	6,65	0,0019

Tensiunea de încovoiere f_{inc} este distribuită neuniform în secțiunea transversală a curelei și este de semne diferite: pe suprafața exterioară tensiunea de încovoiere conduce la creșterea sarcinii de tracțiune a curelei, iar pe suprafața interioară – la scăderea acestei sarcini.

Tensiunile provocate de încovoiere într-un material izotrop sunt date de relația:

$$f_{inc} = E \frac{\delta}{D + \delta} \quad (10)$$

în care: δ - grosimea totală, fără înveliș, a curelei, mm;

D – diametrul roții pe care se înfășoară cureaua, mm

E – modulul de elasticitate.

În plăcile stratificate pentru curele, modulul de tracțiune E_t și modulul de compresie (strivire) E_c sunt diferite. Valoarea E_t , în funcție de gradul de întindere, ε și de tipul construcției plăcii este de 3 – 3,5 kN/cm².

Modulul E_c este mult mai mic decât E_t . Datorită rezistenței mici a curelelor la compresie, poziția suprafeței neutre la încovoiere se deplasează puțin față de centrul de greutate al secțiunii către zona tensionată.

Existența cauciucului în pânză și, în special, a straturilor intermediare de cauciuc face ca straturile textile să se încovoie parțial independent între ele, deplasându-se puțin datorită alunecării unui strat pe celălalt; de aceea aceste straturi se situează pe o suprafață de curbură relativ apropiată (un fenomen asemănător se observă la încovoierea sârmelor componente într-un cablu de oțel). De aceea, la construcțiile stratificate, flexibile ale curelelor nu este corect ca în ecuația (10) modulul E să se ia egal cu modulul de tracțiune E_t .

Este mai corect ca tensiunea să se calculeze în funcție de modulul de încovoiere efectiv sau redus E_{inc} al construcției:

$$f_{inc} = E_{inc} \frac{\delta}{D_1 + \delta} \quad (10')$$

Modulul de încovoiere al construcției, determinat experimental sau calculat în funcție de modulele de încovoiere ale elementelor de construcție poate fi diferit în funcție de tipul de curea (numărul și ordinea de succesiune a straturilor de pânză și de cauciuc și gradul de presare a plăcilor la vulcanizare) și de condițiile de lucru: temperatura și raza de curbură la încovoiere. Se poate aplica ecuația:

$$E_{inc} = \frac{2E_t}{1 + \sqrt{E_t/E_c}} \quad (11)$$

De exemplu: pentru $E_t=12 \text{ kN/cm}^2$ (corespunzător lui $\varepsilon=4\%$) și E_c apropiat de modulul cauciucului rigid = 1 kN/cm^2 , rezultă $E_{inc}= 5,36 \text{ kN/cm}^2$.

La 20°C , pentru plăci cu 4-8 straturi de pânză, fără straturi intermediare de cauciuc, cu o presare de 0,35-0,43, unii autori dau valoarea lui $E_{inc}= 5 \text{ kN/cm}^2$; pentru aceleași plăci, dar cu straturi intermediare de cauciuc, $E_{inc}= 3,4 \text{ kN/cm}^2$. Creșterea temperaturii reduce aceste valori.

Mărimea presării este dată de relația:

$$\frac{\delta_{\text{înainte de vulcanizare}} - \delta_{\text{după vulcanizare}}}{\delta_{\text{înainte de vulcanizare}}}$$

Acum sarcina K_{inc} (convențională) va fi egală cu:

$$K_{inc} = 0,1\Delta E_{inc} \frac{\delta}{D_1 + \delta} \quad (\text{daN/cm}) \quad (10'')$$

Ținând seama de cele de mai sus, avem:

$$P = (K_z - K_c - K_{inc}) \frac{e^{\mu_f \beta} - 1}{e^{\mu_f \beta}} \quad (\text{daN/cm pânză}) \quad (12)$$

Pentru calculul forței utile admisibile P la 1 cm din lățimea pânzei, în ultimul factor din dreapta al ec.(12) se consideră cu aproximație:

a) coeficientul de frecare μ_f nu depinde de viteză și este egal cu 0,4. Uneori μ_f se calculează ca o funcție liniară – empirică - de viteza $v(\text{m/s})$, de forma: $\mu_f = 0,25 + 0,012v$. O anumită creștere a lui μ_f este posibilă prin introducerea în amestec a unor ingrediente abrazive).

b) arcul de alunecare β pe roata de transmisie mică este egal cu 0,8 din arcul de 3,14 radiani pe aceeași roată de transmisie, adică 2,5.

c) viteza v a curelei este egală cu 10 m/s.

Tabelul II.3 – Diametrele minime ale roților de transmisie (în mm) și numărul de straturi de pânză la curele de construcție tăiată

Viteza curelei, v, m/s						Nr.de straturi de pânză
5	10	15	20	25	30	
80	100	112	125	140	160	3
112	125	160	180	200	225	4
160	180	200	225	230	250	5
250	280	320	360	400	450	6
360	400	450	500	560	630	7
400	450	560	630	710	800	8
500	560	630	710	800	900	9
630	710	800	900	1000	1120	10

II.2.3. Calculul numărului de straturi de pânză pentru o curea de transmisie plată

Introducând valoarea lui P în ec.(1), se obține:

$$P = p b i = 100 N/v \quad (13)$$

De unde:

$$i = \frac{100 N}{p v.b} \quad (14)$$

Ținând seama de condițiile reale de lucru ale transmisiei, la numitorul ec.(14) trebuie aplicată corecția $C = C_1.C_2.C_3$, care reprezintă:

C_1 – corecția pentru unghiul de cuprindere $\neq 180^\circ$;

C_2 – corecția pentru condițiile de lucru ale transmisiei, caracterul sarcinii, tipul mașinii, felul motorului de acționare, numărul de schimburi;

C_3 – corecție pentru viteza ce depășește 10 m/s (dacă sarcina K_c și deci p s-au calculat pentru 10 m/s).

Rezultă deci că ecuația de calcul este:

$$i = \frac{100N}{pvbC_1C_2C_3} \quad (15)$$

De obicei se dau următoarele valori și condiții:

N - puterea transmisiei;

D – diametrul;

N – turația roții conducătoare sau conduse a transmisiei;

B – lățimea curelei, mm;

Felul transmisiei și unghiul de înclinare a acesteia;

Tipul pânzei de curea, care determină valoarea p .

Viteza curelei se calculează cu relația:

$$V = \pi Dn/60 \quad (\text{m/s}) \quad (16)$$

În care n este turația în rot/min.

Ținând seama de existența unei anumite alunecări a curelei de trecere de la ramura conducătoare la cea condusă, uneori se mărește puțin diametrul D_1 al roții conducătoare (sau se reduce D_2 al roții conduse) față de valoarea teoretică:

$$D_1 = \frac{D_2 n_2}{n_1} (1,01 \div 1,02) \quad (17)$$

Arcul cuprins de curea pe roata mică este:

$$\alpha = 180 - \frac{60(D_2 - D_1)}{l} \quad (18)$$

în care l este distanța între centrele roților de transmisie.

$$C_1 = 1 - 0,003(180 - \alpha^\circ) \quad \text{sau} \quad C_1 = 1 - 0,172 (3,14 - \alpha_{\text{rad}})$$

(19)

C_2 se ia astfel: 1 ÷ 0,6 pentru lucrul într-un singur schimb
 0,9 ÷ 0,5 pentru lucrul în două schimburi
 0,8 ÷ 0,4 pentru lucrul în trei schimburi

$$C_3 = 1,04 - 0,0004 v^2$$

(20)

Pentru ca transmisia să lucreze mai bine, raportul $D_2 : D_1$ nu trebuie luat mai mare de 6, iar unghiul α° nu trebuie să fie mai mic de 120° , altfel scade mult puterea transmisă de curea.

După determinarea numărului necesar i de straturi de pânză și după rotunjirea acestuia la numărul întreg imediat superior, se verifică în tabelul 4 dacă lățimea curelei și numărul de straturi de pânză găsit corespund.

Tabelul II.4. – Lățimea și numărul de straturi de pânză în curele, în funcție de tipul pânzei folosite și de tipul curelelor.

Lățimea curelelor, mm			Nr.de straturi de pânză recomandat, în funcție de tipul de pânză folosit					
Tipul de curea			Curele tip A				B	C
A	B	C	OPB-5	OPB-12	B-820	Pânză cu urzeală de șnur	B-820	B-820
	20,25,30, 40,45						2	
		20,25,30,40, 45						3
20,25,30,40,45, 50,60,70,75		50,60,70,75			3-5			3-5
80,85,90,		80,85,90,100			3-6			3-6

100								
125,150,175	150,200,	125,150,	3	3	4-6	3	4-6	4-6
200,250	250	200,250						
250,300	250,300	250,300	3	3	4-8	3	4-8	4-8
400,450	375,400,	375,400,	3-4	3-4	5-8	3-4	5-8	4-8
	425,450	425, 450						
600,700			5	5		5		
500	500	500	3-4	3-4	5-9	3-4	5-9	5-9
800,900			5-8	5-8		5-8		
1000,1100			5-8	5-8		5-8		

Dacă în urma acestei verificări se constată că numărul de straturi de pânză este prea mare, trebuie să se ia o curea cu o pânză mai rezistentă sau trebuie atenționat beneficiarul asupra modificării construcției transmisiei (de exemplu, mărirea lățimii roților de transmisie) și apoi se repetă calculul numărului de straturi.

Conform ec.(12) și (13), puterea N transmisă prin curea poate fi calculată cu o ecuație generalizată scrisă în forma:

$$N = \frac{1}{102} \delta b v (f - f_c - f_{inc}) K C_2 \quad (a)$$

unde f este tensiunea admisibilă în cureaua fără înveliș, cu un număr i de straturi de pânză:

$$f = \frac{C_0 K_v' i}{z \delta} \quad (b)$$

K – coeficient ce ține seama de aderența dintre curea și roata de transmisie:

$$K = \frac{e^{\mu_f \beta} - 1}{e^{\mu_f}} \quad (c)$$

Dacă $\mu_f = 0,04$ și $\beta = 0,8.3,14$, rezultă $K \approx 0,63$.

Pentru determinarea lungimii L a curelei unei transmisii deschise, se folosește ecuația:

$$L = 2l + 1,57(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4l} \quad (21)$$

Pentru calculul lungimii L și al unghiurilor α și β trebuie să se cunoască distanța dintre centrele roților, l . La alegerea acestei distanțe trebuie să se ia în considerație numărul H de treceri ale curelei într-o secundă, care se calculează cu relația:

$$H = v/L \quad (22)$$

La o trecere/secundă se consideră condiții ușoare de lucru, la 3 treceri/secundă – condiții medii și la peste 5 treceri/secundă – condiții grele.

Datorită factorilor dinamici și termici, la o curea care lucrează cu sarcină utilă poate avea loc o creștere a valorii T_1 și o scădere a valorii K_v' precum și o scădere a pierderilor elastice prin histerezis la tracțiune și încovoiere. Acești factori nu pot fi luați în considerație și reflectați cu precizie în calculul analitic.

Factorii care determină durabilitatea (rezistența) curelei sunt următorii:

- capacitatea straturilor de pânză solicitate ale curelei de a rezista la deformații multiple de tracțiune și de încovoiere suplimentară (în special în stratul exterior al curelei);

- capacitatea stratului de cauciuc subțire, tensionat (a stratului de cauciuc din pânză și a straturilor de cauciuc intermediare) de a rezista la deformații multiple de forfecare cu o compresie simultană.

Deformațiile remanente ale stratului de cauciuc încep să se manifeste după formarea unor alungiri remanente ale straturilor de pânză. Dacă deformațiile pânzei sunt numai elastice, nici în stratul de cauciuc nu se vor observa deformații remanente de forfecare.

Coeficienții de siguranță z mari ai curelelor se aleg tocmai pentru a nu admite apariția unor alungiri remanente ale pânzei în cureaua în funcțiune.

Tot din același motiv se folosesc și alte procedee tehnologice de îmbunătățire a calității curelelor cum ar fi: folosirea unor materiale textile rezistente și puțin extensibile, întinderea beltingului umezit și uscarea acestuia în stare întinsă precum și întinderea curelelor înainte de vulcanizare.

II.2.4. Calculul curelelor de transmisie plate în funcție de capacitatea de tracțiune (A_2)

Straturile textile dintr-o curea lucrează într-un regim dinamic variabil de sarcină și influența acestui regim asupra valorilor p , z , E_{mc} și μ_f nu este încă bine clarificată. Pe de altă parte, rezistența K' a beltingului, determinată prin calcul, nu este legată direct de capacitatea lui de tracțiune. Datorită acestui fapt, în ultimul timp, se aplică pe scară largă o metodă de calcul al transmisiilor de curele, care se bazează pe date experimentale obținute în condiții de laborator, asupra capacității de tracțiune a curelelor de serie și pe caracteristicile transmisiilor, determinate experimental.

Această metodă empirică nu este bună pentru proiectarea de curele, dar este comodă pentru calculul transmisiilor în care se folosesc curele de tipuri cunoscute și deja studiate.

Se folosește relația determinată experimental între coeficientul de alunecare, ε_c , și coeficientul de tracțiune, φ :

$$\varepsilon_c = \left(1 - \frac{D_2 n_2}{D_1 n_1} \right) 100 \quad (23)$$

Coeficientul de alunecare, ε_c depinde de diametrul D_1 al roții de transmisie mici. Odată cu scăderea acestui diametru scad și valorile ε_c și φ și, prin urmare, și capacitatea de funcționare a curelei.

Se poate utiliza și relația între φ și randamentul $\eta = 100 \cdot N_2/N_1$. În figura II.3 este reprezentată grafic relația între ε_c , η și φ .

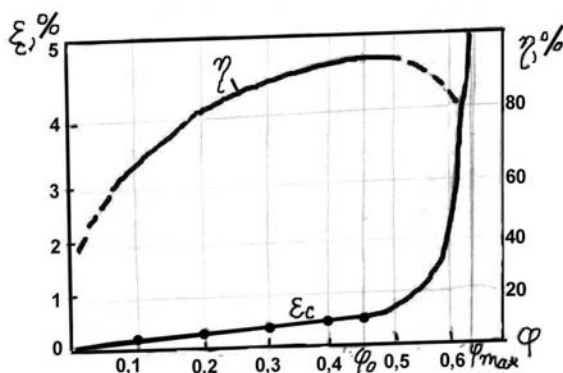


Fig.II.3. Relația între ε_c , η și φ

Porțiunea liniară a curbei $\varepsilon_c = f(\varphi)$ reflectă alunecarea elastică datorită diferenței dintre tensiuni și, prin urmare, și dintre alungirile elastice ale ramurilor conducătoare și cele conduse ale curelelor. Când alunecarea elastică, inevitabilă în cazul sarcinii utile, atinge o anumită limită (punctul critic φ_0), porțiunea rectilinie devine curbilinie. Tocmai în această perioadă apare și alunecarea nedorită, patinarea, de obicei pe roata mică de transmisie. Această alunecare crește rapid odată cu creșterea sarcinii utile și apoi cureaua începe să patineze complet. Maximul curbei apare aproximativ la φ_0 . Această limită, în metoda de calcul menționată, determină regimul rațional de funcționare – capacitatea de tracțiune mai bună.

Adoptând anumite valori pentru φ_0 și f_0 , se poate calcula K – tensiunea practic admisibilă (utilă) a curelei și, prin urmare, $P = K \cdot S$.

Deoarece
$$K = 2 \varphi_0 f_0 \quad (24)$$

Vom avea: $P = K.S = 2 \varphi_0 f_0 S$, în care S este aria secțiunii transversale a curelei, în cm^2 .

Pentru $f_0 = \text{constant}$, variația coeficientului de alunecare ε_c și a randamentului η în funcție de K este de același tip ca cea din figura II.3.

În funcție de forța periferică P sau de puterea transmisă, cu ec.(24) se poate calcula aria secțiunii transversale S a curelei și se pot stabili dimensiunile b și δ .

În practică se ia în medie $f_0 = 18 \text{ daN/cm}^2$ și se controlează forța de tracțiune care asigură această tensiune, după săgeata ramurii de curea în stare de repaus, sub acțiunea unei greutăți.

În urma prelucrării datelor experimentale asupra curbei de alunecare, s-a stabilit următoarea relație:

$$K_0 = a - w \delta/D_1 \quad (25)$$

unde K_0 este tensiunea utilă admisibilă redusă la $\alpha = 180^\circ$ și $v = 10 \text{ m/s}$ și a – parametru variabil (daN/cm^2) care depinde de f_0 și de lățimea b a curelei;

$w = 100 \text{ daN/cm}^2$ este un parametru considerat constant.

Valoarea tensiunii utile reduse admisibile K_0 este dată în tabelul II.5.

Tabelul II.5.–Tensiunea utilă redusă admisibilă K_0 pentru $f_0 = 18 \text{ daN/cm}^2$

δ/D_1	$K_0(\text{daN/cm}^2)$ pt. $b \leq 300 \text{ mm}$	$K_0(\text{daN/cm}^2)$ pt. $b > 300 \text{ mm}$
0,040	21,0	-
0,033	21,7	-
0,028	22,1	-
0,025	22,5	20,5
0,022	22,8	20,8

0,020	23,0	21,0
0,017	23,3	21,3
0,013	23,7	21,7
0,010	24,0	22,0

Valoarea practică a tensiunii utile admisibile poate fi obținută cu ajutorul relației:

$$K = K_0 C_1 C_2 C_3 \quad (26)$$

unde C_1 , C_2 și C_3 sunt aceiași coeficienți de corecție definiți anterior.

Ecuatiile de calcul definitive sunt de forma:

a) în funcție de forța utilă transmisă, P :

$$b\delta = \frac{P}{K_0 C_1 C_2 C_3} \quad (27)$$

b) în funcție de puterea și viteza dată:

$$b\delta = \frac{102N}{vK_0 C_1 C_2 C_3} \quad (27')$$

Raportul δ/D_1 se alege sau se calculează, luându-se în prealabil δ din șirul de grosimi standardizate ale curelelor. Pentru aceasta, în funcție de tipul adoptat și de construcția curelei, de numărul de straturi textile, i , recomandat pentru curelele de lățimea respectivă și în funcție de grosimile medii ale straturilor textile din curea, se stabilește valoarea δ . Admițând pe δ sau determinând această valoare din raportul δ/D_1 ales, cu ajutorul ec.(27) sau (27'), se determină lățimea b a curelei, se rotunjește până la cea mai apropiată valoare standardizată și se controlează dacă valorile b și δ pot fi folosite.

Dacă aceste dimensiuni nu sunt compatibile, calculul se reface, luând alte valori D_1 sau v .

Raportul minim recomandabil este $\delta/D \geq 0,025$, raportul minim admisibil este $\delta/D \geq 0,033$.

II.2.5. Exemplu de calcul pentru curele de transmisie plate

Se dau următoarele date: o curea transmite puterea $N = 88 \text{ kW}$ și lucrează pe roți de transmisie cu diametrele $D_2 = 710 \text{ mm}$ și $D_1 = 450 \text{ mm}$, cu o turație a roții mici $n_1 = 700 \text{ rot/min}$. Distanța între axele roților de transmisie este $l = 2800 \text{ mm}$, iar lățimea curelei este $b = 300 \text{ mm}$. Cureaua trebuie să lucreze în condiții normale de uzină; transmisia este deschisă.

Să se determine numărul de straturi textile, i .

Calculare după metoda A_1

Plecând de la condițiile de lucru, se poate propune o curea tăiată, cu straturi de cauciuc intercalate, fără înveliș de cauciuc, cu belting B-820.

După datele din tabelul 3, pentru diametrul $D_1 = 450 \text{ mm}$, se poate lua $i = 8$, iar din tabelul II.4, pentru $b = 300 \text{ mm}$, $i = 4 - 8$. Luăm $i = 7$ și calculăm:

Viteza curelei:

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,45 \cdot 700}{60} = 16,5 \text{ m/s}$$

Arcul de înfășurare:

$$\alpha = 180 - \frac{60(D_2 - D_1)}{l} = 180 - \frac{60(0,71 - 0,45)}{2,8} = 174^\circ \text{ (3,04 rad)}$$

Sarcina pe 1 cm de strat de pânză datorită forței centrifuge:

$$K_c = k_0 v^2, \text{ în care } k_0 \text{ pentru curele cu intercalații de cauciuc}$$

este 0,0019 (tabelul II.2)

$$K_c = 0,0019 \cdot 16,5^2 = 0,52 \text{ daN/cm pânză.}$$

Sarcina datorită încovoierii:

$$K_{inc} = 0,1E_{inc} \frac{\delta}{D_1 + \delta}$$

Pentru plăci cu 4-8 straturi de pânză, cu straturi intermediare de cauciuc, *modulul de încovoiere*, E_{inc} se ia egal cu $3,4 \text{ kN/cm}^2$. *Grosimea stratului textil* din carcasă, Δ , pentru curele cu intercalații de cauciuc este egală cu $1,5 \text{ mm}$ (tabelul II.2).

Deci: $\delta = i\Delta = 1,5 \cdot 7 \text{ mm}$. Rezultă:

$$K_{inc} = 0,1 \cdot 1,5 \cdot 340 \frac{1,5 \cdot 7}{450 + 1,5 \cdot 7} = 1,16 \text{ daN/cm pânză.}$$

Sarcina admisibilă:

$$K_z = \frac{C_0 K_v'}{z}, \text{ în care: } C_0 - \text{modificarea}$$

rezistenței medii la rupere a stratului de pânză datorită influenței utilizării; z – rezerva de rezistență; K_v' – coeficient depinzând de tipul curelei. Stabilirea valorilor lor este sarcina tehnologului. Se admit: $z = 8$; $C_0 = 0,85 - 0,9$ și $K_v' = 65 \text{ daN/cm}$ (întrucât $C_0 \cdot K_v' = 55 \text{ daN/cm}$, conform tabelului II.1). Deci:

$K_z = 0,85 \cdot 65 / 8 = 6,88 \text{ daN/cm pânză}$ (valoare identică celei din tab.II.1)

Forța utilă admisibilă la 1 cm din lățimea pânzei:

$$p = (K_z - k_0 v^2 - K_{inc}) \frac{e^{\mu_f \beta} - 1}{e^{\mu_f \beta}}$$

Se iau: $\mu_f = 0,4$ (sau se calculează: $\mu_f = 0,25 + 0,012v = 0,25 + 0,198 \cong 0,45$) și

$\beta = 0,8\pi \text{ rad}$. Rezultă:

$$p = (6,88 - 0,52 - 1,16) \frac{e^{0,4 \cdot 0,8 \cdot 3,14} - 1}{e^{0,4 \cdot 0,8 \cdot 3,14}} = 3,24 \text{ daN/cm pânză}$$

Acum se poate calcula numărul de straturi:

$$i = \frac{102N}{pvbC_1C_2C_3}, \text{ în care:}$$

$$C_1 = 1 - 0,003(180 - \alpha^\circ) = 1 - 0,003(180 - 174) = 0,98$$

C_2 se alege egal cu 0,9, pentru lucrul într-un schimb sau în două schimburi

C_3 nu se ia în considerație pentru că s-a lucrat cu o viteză concretă de 16,5 m/s

Rezultă:

$$i = 102.88/16,5.30.3,24.0,98.0,9 = 6,3 \cong 6$$

După această rotunjire, se verifică în tabelul II.4 dacă lățimea curelei și numărul de straturi de pânză găsit corespund. Într-adevăr, pentru $b = 300$ mm și belting B-820, $i = 4 - 8$, deci este corect.

Se recalculează sarcina datorată încovoierii:

$K_{inc} = 0,1.1,5.340.1,5.6/(450+1,5.6) = 0,99$ daN/cm, valoare care practic nu diferă prea mult de 1,16 obținut inițial și, deci, nu modifică esențial calculele.

Greutatea unui metru liniar de curea:

$$G = b.\delta.l.\gamma = 0,3.9.10^{-3}.1,25.10^3 = 3,375 \text{ daN}$$

În această relație s-a considerat $b=0,3$ m, $\delta=6.1,5.10^{-3}$ m și greutatea specifică a curelei $\gamma= 1250$ daN/m³.

Calculul după metoda A_2

Pentru un diametru al roții de transmisie $D_1=450$ mm, se pot folosi curele cu belting B-820, cu 4-8 straturi textile.

Grosimea δ a curelei (considerând-o, ca și în calculul precedent, cu 7 straturi de pânză) va fi egală cu $7.1,5 = 10,5$ mm, ceea ce conduce la un raport $\delta/D_1 = 0,0234$. Viteza este $v = 16,5$ m/s, iar unghiul de cuprindere pe roata mică este $\alpha=174^\circ$.

Conform tabelului 5, luând $f_0 = 18 \text{ daN/cm}^2$, găsim, prin interpolare, tensiunea redusă utilă $K_0 = 22,7 \text{ daN/cm}^2$. Coeficienții de corecție vor fi:

$$C_1 = 0,98; C_2 = 0,9 \text{ și } C_3 = 1,04 - 0,0004v^2 = 0,93 \text{ (cf.ec.(20)).}$$

Lățimea curelei este egală cu:

$$b = \frac{102N}{vK_0\delta C_1 C_2 C_3} = \frac{102.88}{16,5.22,7.1,05.0,98.0,9.0,93} = 27,9 \text{ cm}$$

Rezultă că o curea cu lățimea de 300 mm ar avea un *excedent de putere*:

$$b_1 = AN_1$$

$$b_2 = AN_2 \text{ , deci } N_1/N_2 = b_1/b_2 = 300/279 = 1,075$$

Așadar excedentul de putere este de 7,5%.

Dacă se ia o curea cu 6 straturi textile, vom găsi $b = 32 \text{ cm}$, deci o lățime micșorată cu 6,3%, deoarece: $b_1/b_2 = 300/320 = 0,937$.

II.3. CALCULUL CURELELOR DE TRANSMISIE TRAPEZOIDALE

Curelele trapezoidale au, spre deosebire de cele plate, o înălțime relativ mare și o lățime mică și realizează transmisia datorită frecării părților laterale pe suprafețele laterale ale camerelor din roțile de transmisie.

În zona mijlocie a secțiunii transversale a acestor curele se pune material cu rigiditate destul de mare (șnur sau fir de cord), iar materialul cu rigiditate mică (cauciuc sau pânză croită sub unghi de 45°) se dispune în zonele marginale. Se cunosc două metode de calcul al curelelor de transmisie trapezoidale:

- după tensiune, prin determinarea puterii transmise de curea;
- după capacitatea de tracțiune.

B₁) Calculul curelelor trapezoidale după tensiune

Puterea transmisă de cureaua trapezoidală cu secțiunea transversală S se calculează cu ecuația:

$$N_0 = (f_z - f_c - f_{inc}) \frac{v \cdot S}{102} \frac{e^{v\mu_f\beta} - 1}{e^{v\mu_f\beta}}$$

(28)

Tensiunea f_z pentru o curea din pânză de cord sau șnur de cord trebuie luată pornind de la limita de rezistență f_v a materialului textil care compune carcasa curelei, de la rezerva de rezistență (coeficientul de rezistență z care se ia egal cu 8) și de la coeficientul C_0 ce ține seama de influența proceselor tehnologice asupra modificării rezistenței materialului din care e compusă cureaua.

Tensiunea f_c dată de forța centrifugă se calculează luând greutatea specifică medie a curelelor trapezoidale egală cu 1,25 – 1,30.

Tensiunea f_{inc} se calculează cu ec.(10) de la benzi plate, găsindu-se, printr-un calcul prealabil sau printr-o serie de experiențe, valoarea modulului E_{inc} . Trebuie să se aibă în vedere că, la curelele trapezoidale, diferența dintre modulele E_t și E_c este mai mare decât la curelele plate. (Curelele trapezoidale de dimensiuni mici, care se vulcanizează pe forme cu tamburi au o curbură inițială. Asemenea curele suportă tensiuni suplimentare de încovoiere pe porțiunile rectilinii ale transmisiei, dar au o tensiune mai mică la trecerea peste roțile de transmisie. Coeficientul care ține seama de această scădere este de ordinul 0,56 – 0,78.)

În ecuația (28), $v\mu_f$ este coeficientul de frecare redus al curelei pe pereții canalului roții de transmisie. (Deoarece μ_f la curelele trapezoidale depinde puțin de viteză, acest coeficient se consideră egal cu 0,40.) El se ia ținând seama de efectul de “pană”, v , al curelei în canal, datorită presiunii radiale N_r a curelei (Figura II.4).

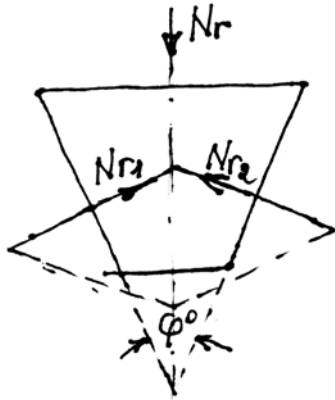


Fig.II.4. Tensiunile în curea

Valoarea efectului de pană se calculează cu relația:

$$v = (N_{r1} + N_{r2})/N_r \quad (29)$$

unde N_{r1} și N_{r2} reprezintă presiunile normale pe fețele laterale ale curelei. Din figură se vede că în cazul în care $N_{r1} = N_{r2}$ rezultă:

$$v = \frac{1}{\sin \frac{\varphi_0^\circ}{2}} \quad (30)$$

în care φ_0° este unghiul dintre părțile laterale ale curelei în canal. După alte date, rezultă:

$$v\mu_f = \frac{\mu_f}{\sin \frac{\varphi_0}{2} + \mu_f \cos \frac{\varphi_0}{2}} \quad (30')$$

Cu ajutorul ec.(28) se poate determina N_0 , dacă sunt date sau calculate: f_v , z , C_0 , modulul E_{inc} și parametrii geometrici ai curelei trapezoidale.

Deoarece în cazul structurii considerate, formate din cauciuc și pânză cord, E_{inc} nu este deocamdată cunoscut, pentru determinarea forței N_0 în calculele de proiectare se poate exclude din calcule tensiunea dată de încovoierea straturilor de cauciuc și pânză cu modul mic, luând în considerare numai carcasa de cord. Această situație este convențional admisibilă deoarece modulele de încovoiere ale cauciucului și pânzei de înveliș croite în diagonală sunt mult mai mici decât E_{inc} al stratului portant principal executat din cord cauciucat.

Așadar, pentru un calcul prealabil aproximativ al lui N_0 , se poate folosi relația:

$$N_0 = \left(\frac{C_0 K_v' i_k}{Z} - \frac{Gv^2}{g} - E_{inc} \frac{h_k S_k}{D_1} \right) \frac{v}{102} \frac{e^{\nu \mu_f \beta} - 1}{e^{\nu \mu_f \beta}} \quad (31)$$

$C_0 K_v' i_k$ – rezistența totală a carcasei curelei compuse din i_k fire de cord (sau șnururi de cord);

S_k – aria secțiunii transversale a carcasei de cord;

h_k – grosimea carcasei de cord (considerând secțiunea carcasei dreptunghiulară, în cazul unei grosimi mici a acesteia. În cazul unor valori mari ale lui h_k și S_k , coeficientul celui de al treilea termen din paranteză va fi 4/3).

E_{inc} – modulul de încovoiere al materialului carcasei de cord. (Modulul E_{inc} pentru o carcasă de cord, compusă din mai multe straturi de cord cauciucat cu câte un strat subțire de cauciuc după fiecare strat de cord, poate fi considerat în primă aproximație ca fiind analog cu modulul E_{inc} de la plăcile de curea cu straturi intermediare de cauciuc.)

Rigiditatea relativă, C , a curelelor cu șnur de cord, la dimensiuni egale ale secțiunii transversale, este mai mare decât la curelele cu pânză de cord. Nu trebuie, însă, înlocuit cauciucul cu pânză de cord pentru mărirea

rigidității relative, C , deoarece aceasta conduce la scăderea flexibilității longitudinale a curelei.

II.3.1. Dimensiunile curelelor trapezoidale

Secțiunile transversale sau profilele curelelor trapezoidale sunt determinate de următoarele dimensiuni (figura II.5):

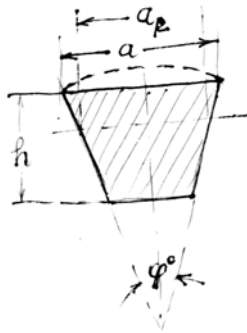


Fig.II.5. Profilele curelelor trapezoidale și dimensiunile caracteristice

a – baza superioară a trapezului;

a_c – lățimea de calcul a curelei

h – înălțimea

φ° - unghiul dintre laturile trapezului.

Pentru a evita tensiuni mari din cauza încovoierii, raportul a/h se ia egal cu 1,6 – 1,7. Dimensiunile bazelor și înălțimilor se iau după așa-numitele șiruri preferate (normale) de numere (STAS), rotunjindu-le până la valorile întregi sau fracționare raționale.

Pentru curele trapezoidale cu profil întreg cu diferite secțiuni, aceste dimensiuni sunt date în tabelul II.6.

Tabelul II.6 – Secțiunile curelelor trapezoidale de transmisie

Secțiunea	Mărimile care determină secțiunea transversală			Aria secțiunii S, cm ²	Abaterile admisibile		Lungimea curelelor, mm
	a _c , mm	a, mm	h, mm		Δa _c , mm	Δh, mm	
O	8,5	10	6	0,47	+0,4-0,3	±0,3	500-2500
A	11	13	8	0,81	+0,6-0,4	±0,4	500-4000
B	14	17	10,5	1,38	+0,7-0,5	±0,5	630-63000
C	19	22	13,5	2,30	+0,8-0,5	±0,5	1800-9000
D	27	32	19	4,76	+0,9-0,8	±0,6	3150-11200
E	32	38	23,5	6,92	+1,0-0,7	±0,7	4500-14000
F	52	50	50	11,70	+1,0-0,8	±0,8	6300-14000

Aria secțiunii s-a calculat cu relația $S = h \left(a - h \cdot \operatorname{tg} \frac{\varphi^\circ}{2} \right)$. Lățimea de calcul

a_c corespunde aproximativ cu lățimea curelei măsurată pe linia neutră (figura II.6).

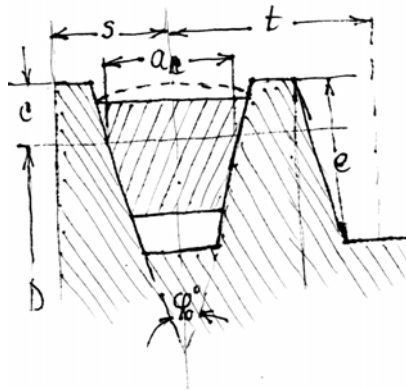


Fig.II.6. Secțiune într-o curea trapezoidală

Lățimea de calcul rămâne neschimbată la încovoierea curelei pe roți de transmisie de orice diametru; poziția ei determină valorile diametrelor de

calcul ale roților de transmisie, lungimea de calcul și viteza curelelor. Unghiul φ° pentru toate secțiunile se consideră egal cu $40 \pm 1^{\circ}$.

O curea de transmisie trapezoidală trebuie să părăsească liber roata de transmisie în punctul de desprindere. Prin urmare, forța N_r în acest punct trebuie să se anuleze. Pentru aceasta, componenta verticală a forței de

frecare pe cele două fețe laterale ale curelei: $2\mu_f N_{r_1} \cos \frac{\varphi^{\circ}}{2}$ trebuie să

fie mai mică decât componenta verticală a contraforței: $2N_{r_1} \sin \frac{\varphi^{\circ}}{2}$, adică

trebuie respectată inegalitatea:

$$2\mu_f N_{r_1} \cos \frac{\varphi^{\circ}}{2} \leq 2N_{r_1} \sin \frac{\varphi^{\circ}}{2}, \text{ de unde rezultă:}$$

$$\mu_f \leq \operatorname{tg} \frac{\varphi^{\circ}}{2} \quad (32).$$

Deoarece între μ_f și unghiul de frecare ρ există relația $\mu_f = \operatorname{tg} \rho$, rezultă

$$\varphi^{\circ}/2 \geq \rho \quad (33)$$

Considerând coeficientul de frecare μ_f independent de viteza v , unghiul φ° poate fi constant.

Unghiurile dintre laturile curelei variază când curelele trec peste roțile de transmisie. Variația $\Delta\varphi^{\circ}$ a unghiului depinde de raportul h/D . Respectând calculele verificate experimental, cercetătorii au dat următoarele valori:

- pentru curelele cu pânză de cord vulcanizate în presă:

$$\Delta\varphi^{\circ} = 100 \frac{h}{D} - 1$$

- pentru curele cu cord șnur, vulcanizate în cuptor:

$$\Delta\varphi^{\circ} = 87\left(\frac{h}{D} - \frac{\pi h}{L}\right) - 0,5$$

Pentru simplificarea tehnologică, unghiul φ° se consideră la toate curelele cu profil întreg (nedințate) egal cu 40° și de aceea trebuie să avem unghiuri φ_0° reduse ale canalelor din roțile de transmisie, în funcție de profilul curelei și de diametrul roții de transmisie.

II.3.2. Alegerea diametrelor de calcul ale roților de transmisie

O particularitate importantă a transmisiilor trapezoidale o constituie posibilitatea folosirii unor rapoarte de transmisie mari, până la 7 sau chiar 10, ceea ce implică folosirea unor roți de transmisie de diametre mici.

Odată cu creșterea diametrului roților crește mult și raportul D_1/h . De aceea, la stabilirea diametrelor roților de transmisie, trebuie să se aleagă o soluție de compromis. Pentru curelele trapezoidale cu profil întreg s-a adoptat o limită a raportului D_1/h de cel puțin 12, iar la curelele trapezoidale dințate această limită se poate reduce.

În tabelul II.7 sunt date așa-numitele diametre de calcul D_1 ale roților de transmisie mici, adică diametrele cilindrului pe care este situată linia de calcul a curelei.

Tabelul II.7 – Diametrele de calcul D_1 ale roții mici pentru curele trapezoidale și unghiurile canalelor roților de transmisie

Secțiunea							φ_0° grade
O	A	B	C	D	E	F	
63-70	90-112	125-160	200	-	-	-	34
80-100	125-160	180-224	224-315	315-450	500-550	-	36
112-160	180-400	250-500	355-630	500-900	630- 1120	800- 1400	38
≥ 180	≥ 450	≥ 560	≥ 710	≥ 1000	≥ 1250	≥ 1600	40

II.3.3. Calculul numărului de curele într-o transmisie

Pentru alegerea profilului curelei după putere și după viteza transmisiei se folosește tabelul II.8.

În cazurile în care tabelul II.8 indică mai multe variante de soluții, trebuie să se țină seama de lățimea posibilă a roților de transmisie sau trebuie să se pornească de la numărul aproximativ admisibil de curele.

Dacă este dată puterea N a transmisiei și s-a ales o curea cu secțiunea transversală corespunzătoare, se determină, cu ajutorul ec.(31), puterea N_0 pe care o poate transmite cureaua. Numărul de curele, i_c , dintr-o transmisie se calculează cu ecuația:

$$i_c = N/N_0 C_1 C_2 \quad (34)$$

Coeficientul C_1 depinde de unghiul de cuprindere, iar C_2 mai depinde și de caracterul sarcinii și de regimul de lucru.

Deoarece curelele trapezoidale se fabrică de anumite lungimi standardizate, la calculul transmisiei trebuie să se stabilească întâi lungimea aproximativă L_0 a curelei cu ec.(21) iar apoi, rotunjind această lungime până la cea mai apropiată lungime standardizată superioară L , trebuie să se calculeze, cu ec.(35) distanța definitivă dintre centre, l :

$$l = \frac{L}{4} - 0,393(D_1 + D_2) + \sqrt{\left[\frac{L}{4} - 0,393(D_1 + D_2)\right]^2 - 0,126(D_2 - D_1)^2} \quad (35)$$

Numărul de treceri H ale curelei la viteza dată, v și la lungimea dată, L nu trebuie să depășească 15 – 20, cf.ec.(22).

Tabelul II.8 –Alegerea curelelor în funcție de puterea transmisă și de viteză

Puterea transmisă, kW	Viteza curelei, m/s		
	Până la 5	Între 5 și 10	Peste 10
Profiluri recomandate ale curelelor			
până la 1(inclusiv)	O, A	O, A	O
peste 1 – 2	O, A, B	O, A	O, A
peste 2 – 4	A, B	O, A, B	O, A
peste 4 – 7,5	B ,C	A, B	A, B
peste 7,5 – 15	C	B, C	B, C
peste 15 – 30	-	C, D	C, D
peste 30 – 60	-	D, E	C, D
peste 60 – 100	-	E	D, E
peste 100 – 200	-	E, F	D, E
peste 200	-	-	E, F

II.3.4. Particularitățile constructive ale roților de transmisie prin curele trapezoidale

La trecerea peste roțile de transmisie unghiul dintre fețele laterale ale curelei scade. Această scădere este cu atât mai mare cu cât este mai mare raportul h/D_1 . Pentru a asigura un contact bun, o strângere bună în canal și o presiune uniformă a fețelor laterale pe pereții canalului roții de transmisie, trebuie să se execute roți cu canale cu unghiuri ceva mai mici între părțile laterale. Diferența dintre unghiul curelei și al canalului de roată este de $4 - 6^\circ$ (tabelul II.7). Celelalte dimensiuni ale roților de transmisie și ale canalelor sunt date în tabelul II.9 și în figura II.6.

Lățimea B a roții de transmisie se calculează cu ecuația:

$$B = (i_c - 1)t + 2 s \quad (36)$$

Tabelul II.9 – Dimensiunile canalelor roților transmisiei

	Dimensiunile pentru curelele de diferite secțiuni (mm)						
	O	A	B	C	D	E	F
c	2,5	3,5	5,0	6,0	8,5	10	12,5
e	10	12,5	16	21	28,5	34	43
t	12	16	20	26	37,5	44,5	58
S	8	10	12,5	17	24	29	38

B₂) Calculul curelelor de transmisie trapezoidale după capacitatea de tracțiune

Se face după aceleași principii ca și calculul curelelor plate. Se ține seama de faptul că φ pentru curelele trapezoidale este mai mare decât pentru cele plate și curelele de diferite secțiuni, în condiții delucru relativ identice, pot transmite aceeași tensiune utilă (de lucru):

$$K = P/S \quad (37)$$

Se arată de asemenea că și pentru curelele trapezoidale este caracteristică ec.(25). În acest caz, însă, a și w care determină K_0 sunt constante numai pentru profilul respectiv și diferă mult pentru profilele apropiate. De aceea se poate trage concluzia că w este aceeași caracteristică redusă a flexibilității curelelor trapezoidale ca și în cazul celor plane.

Pentru calculul curelelor trapezoidale standardul dă o serie de tabele de putere N_0 (în kW) ce poate fi transmisă de o curea la un unghi de cuprindere cu valoarea $\alpha = 180^\circ$ și în cazul unei funcționări line a transmisiei, în funcție de viteza curelei, de forța de întindere și de diametrul roții mici. Un exemplu de valori N_0 este dat în tabelul II.10, iar un exemplu de tensiuni inițiale T_0 ale curelelor este dat în tabelul II.11.

Numărul i_c de curele se calculează și după ec.(34), dar ținând seama de influența unghiului de cuprindere α , prin aplicarea coeficientului

C₁. Respectând legea generală dată de ec.(24), puterea N transmisă de i_c curelei trapezoidale poate fi calculată și cu ecuația:

$$N = \frac{2}{102} v i_c \varphi f_0 s C_1 C_2 C_3 \quad (38)$$

dar pentru aceasta trebuie cunoscute: coeficientul de tracțiune φ stabilit pentru $\alpha=180^\circ$ și tensiunea inițială a curelei f_0 .

Coeficientul de tracțiune φ poate fi exprimat de asemenea prin relațiile:

$$\varphi = \frac{e^{v u_f \beta} - 1}{e^{v u_f \beta} + 1} \quad (38')$$

sau

$$\varphi = \frac{P}{2T_1 - P} \quad (38'')$$

Tabelul II.10 – Puterea pentru o curea de secțiune B (în kW)

Viteza curelei, m/s	Valoarea calculată a diametrului roții mici (mm)				Viteza curelei, m/s	Valoarea calculată a diametrului roții mici (mm)			
	125	140	160	180 și mai mare		125	140	160	180 și mai mare
2	0,43*	0,48*	0,53*	0,58*	14	2,36	2,69	2,94	3,11
3	0,63*	0,70*	0,77*	0,83*	15	2,43	2,80	3,08	3,28
4	0,83*	0,91*	1,01	1,08	16	2,50	2,90	3,19	3,44
5	1,02	1,12	1,25	1,32	17	2,56	2,98	3,29	3,58
6	1,21	1,31	1,45	1,54	18	2,58	3,05	3,38	3,72
7	1,35	1,50	1,65	1,75	19	2,58	3,10	3,47	3,83
8	1,52	1,69	1,85	1,97	20	2,58	3,10	3,54	3,94
9	1,68	1,88	2,05	2,19	21	2,54	3,10	3,60	4,03
10	1,84	2,06	2,23	2,41	22	2,50	3,05	3,64	4,08

11	2,00	2,24	2,41	2,59	23	2,43	2,95	3,60	4,04
12	2,14	2,43	2,59	2,77	24	2,36	2,85	3,56	4,01
13	2,25	2,57	2,77	2,94	25	2,29	2,75	3,52	3,98

Pentru transmiterea puterilor marcate cu (*), tensiunea trebuie mărită cu 20% față de cea din tabelul II.11.

Tabelul II.11 – Forța de întindere T_0 a curelei în funcție de diametrul roții mici și de secțiunea curelei

Sect.	O		A		B		C		D		E		F	
Diametrul	63 - 80		90 și peste		90 - 112		125 și peste		125 - 160		180 și peste		200 - 224	
	90 și peste		125 și peste		125 - 160		180 și peste		200 - 224		250 și peste		315	
Forța de întindere a	5,5		7,0		10,0		12,0		16,5		21		27,5	
	7,0		10,0		12,0		16,5		21		27,5		35	
	58		70		85		105		140		175		315	
	70		85		105		140		175		315		355 și peste	
	85		105		140		175		315		500		500 și peste	
	105		140		175		315		500		500 și peste		800 - 900	
	140		175		315		500		800 - 900		1000 și peste		1000 și peste	
	175		315		500		800 - 900		1000 și peste		1000 și peste		1000 și peste	

II.3.5. Exemplu de calcul pentru curele trapezoidale

Să se calculeze transmisia unei mașini unelte cu variații mici ale sarcinii de lucru dar cu o sarcină de pornire până la 150% din cea nominală; puterea transmisă este $N = 10,3 \text{ kW}$; diametrul maxim al roții de transmisie a mașinii este $D_2 \leq 400 \text{ mm}$; turația acestei roți este $n_2 = 495 \text{ rot/min}$. Turația roții de transmisie de pe motor este $n_1 = 1440 \text{ rot/min}$; distanța maximă admisibilă

între centre $l_0 = 500$ mm. Mașina funcționează 18 ore pe zi. Se cere să se aleagă și să se determine următoarele: profilul (secțiunea transversală a curelei); L – lungimea standardizată a curelei; i_c – numărul de curele de transmisie.

Calculul prin metoda B_1 :

Pornind de la condițiile date, găsim:

- a) raportul de transmisie: $n_1/n_2 = 1440/495 = 2,91$
 b) diametrul calculat al roții de transmisie mici, considerând un coeficient de alunecare $\varepsilon_a = 0,02$, rezultă:

$$D_1 = \frac{D_2 n_2}{n_1 (1 - \varepsilon_a)} = \frac{400}{2,91 \cdot 0,98} = 140 \text{ mm}$$

- c) Viteza curelei:

$$v = \frac{\pi D_2 n_2}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,495}{60} = 10,2 \text{ m/s}$$

Din tabelul 8 alegem o curea de profil B. Pentru o curea trapezoidală cu profil întreg de acest tip, diametrul calculat minim poate fi de 140 mm.

Determinăm lungimea aproximativă a curelei:

$$L_0 = 2l_0 + 1,57(D_1 + D_2) - \frac{(D_2 - D_1)^2}{4l_0} \quad (\text{rel. (21) de la benzi}$$

plate)

$$L_0 = 2 \cdot 500 + 1,57(400 + 140) - (400 - 140)^2 / 4 \cdot 500 = 1814 \text{ mm}$$

Rotunjind L_0 până la cea mai apropiată lungime standardizată, găsim $L = 1800$ mm.

Cu ajutorul ec. (35), unde $L/4 - 0,393(D_1 + D_2) = 238$ mm și

$$0,126(D_2 - D_1)^2 = 8450 \text{ mm}^2,$$

găsim distanța exactă dintre centre:

$$l = 238 + \sqrt{238^2 - 8450} = 458 \text{ mm}$$

Controlăm numărul de treceri ale curelei în 1 s :

$$H = 10/1,8 = 5,6 < 15$$

Unghiul de cuprindere este:

$$\alpha = 180 - 60 \left(\frac{D_2 - D_1}{l} \right) = 180 - \frac{60(0,400 - 0,140)}{0,458} = 146^\circ$$

Puterea N_0 transmisă de cureaua trapezoidală de profil B, de construcție cu pânză de cord, la $v = 10,2$ m/s și $D_1 = 140$ mm, calculată după ec.(31), este de 2,17 kW, cu următoarele date considerate: $C_0 = 0,75$; $K_v'(\text{cord 11 TM}) = 11$ daN; $i_k = 38$ fire; $z = 8$; $S = 1,38$ cm²; $\gamma = 1,25$ cN/cm³; $S_k = 0,67$ cm²; $E_{\text{inc}} = 340$ daN/cm²; $h_k = 1,2$ mm x 4 straturi = 4,8 mm; $\varphi_0 = 34$; $\mu_f = 0,4$ și $\beta = \alpha \cdot 0,8$ În acest caz :

$$e^{v\mu_f\beta} = 0,71 ; P = 21,7 \text{ daN} ; T_1 = 30,6 \text{ daN} ; T_c = 19,8 \text{ daN}$$

$$; f = 15,8 \text{ daN/cm}^2 ; \varphi = 0,55 ; C_2 = 0,8$$

Numărul de curele din transmisie este egal cu :

$$I_c = N/N_0 C_2 = 10,3/2,17 \cdot 0,8 = 5,9 \cong 6$$

Dacă nu s-ar fi dat viteza și puterea transmisă, calculul s-ar fi putut modifica, stabilind, de exemplu, viteza optimă a transmisiei, care să asigure puterea maximă transmisă cu curele de secțiunea adoptată.

Calculul prin metoda B₂

Să considerăm, ca și în cazul precedent, curea cu profil B și $D_1 = 140$ mm; $D_2 = 400$ mm; $L = 1800$ mm ; $l = 458$ mm ; $v = 10,2$ m/s ; $\alpha = 146^\circ$.

Din tabelul 11 se ia $N_0 = 2,1$ kW (extrapolând între 10 și 10,3 m/s).

Coeficienții de corecție sunt $C_1 = 0,9$ și $C_2 = 0,8$

$$I_c = N/N_0 C_1 C_2 = 10,3/2,1 \cdot 0,90 \cdot 0,80 = 6,8 \cong 7$$

II.4. SCHEMĂ PENTRU ESTIMAREA EFECTULUI PRODUS DE ADĂUGAREA DE MATERIAL RECICLAT (RECUPERAT) ÎN RĂȘINA DE BAZĂ ASUPRA PROPRIETĂȚILOR MECANICE

Se presupune că proprietatea mecanică *după* fiecare etapă de prelucrare este de X ori proprietatea materialului *înainte* de fiecare etapă de prelucrare.

Se presupune că pentru fiecare unitate de material prelucrat sunt reciclate Y unități.

Se presupune că o proprietate mecanică a compozitului se compune din proprietățile curentului de rășină organică și a curentului de reciclat, prin legea amestecurilor.

Se fac următoarele notații:

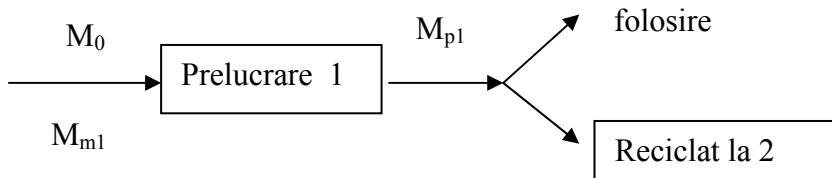
M_0 este proprietatea mecanică a rășinii inițiale

M_r este proprietatea mecanică a rășinii reciclate

M_m este proprietatea mecanică a amestecului

M_p este proprietatea mecanică a materialului prelucrat.

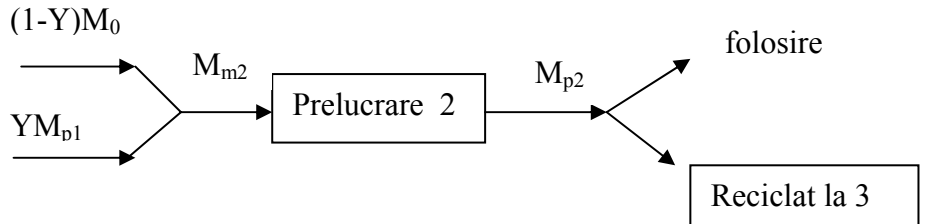
Pentru primul ciclu, prelucrarea se face pentru rășina inițială (fără reciclat), după următoarea schemă:



Corespunzător acestei scheme rezultă:

$$M_{p1} = X M_{m1} = X M_0$$

Pentru al doilea ciclu se adaugă material reciclat, conform schemei:



În acest caz, proprietatea materialului prelucrat a doua oară va fi:

$$M_{p2} = X M_{m2}$$

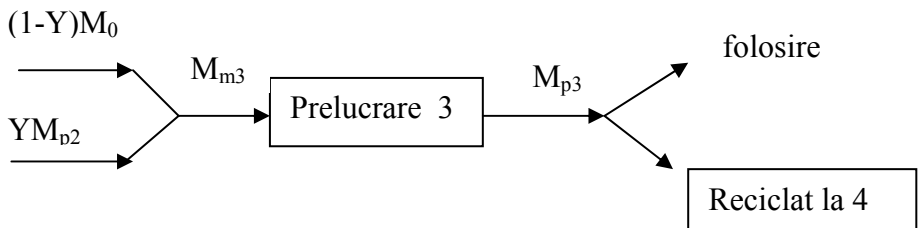
Dar:

$$M_{m2} = Y M_{r1} + (1 - Y) M_0 \quad \text{și} \quad M_{r1} = M_{p1}$$

Deci:

$$M_{p2} = X [XY + (1 - Y)] M_0$$

Pentru al treilea ciclu de prelucrare schema este:



de unde rezultă:

$$M_{p3} = X M_{m3}$$

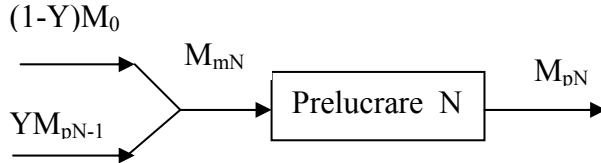
Dar:

$$M_{m3} = Y M_{r2} + (1 - Y) M_0 \quad \text{și} \quad M_{r2} = M_{p2}$$

Deci:

$$M_{p3} = [X^3Y^2 + X^2Y(1 - Y) + X(1 - Y)] M_0$$

Pentru al N-lea ciclu schema bloc arată în felul următor:



Relația pentru proprietatea materialului prelucrat după N cicluri este:

$$M_{pN} = [(X - 1) \sum_{i=0}^{N-1} XY^i + 1] M_0$$

Suma din paranteză se poate dezvolta sub forma unei serii astfel:

$$\sum_{i=1}^n ar^i = ar + ar^2 + ar^3 + \dots + ar^n = a [(1 - r^n)/(1 - r)]$$

Așadar, pentru ciclul N, rezultă:

$$M_{pN} = [1 - (1 - X) \left[\frac{1 - (XY)^{N-1}}{1 - XY} \right]] M_0$$

Pentru un număr infinit de cicluri:

$$M_p = \left(1 - \frac{1 - X}{1 - XY} \right) M_0$$

Aplicație:

Să se determine reducerea proprietății după un număr infinit de etape de reciclare, dacă se reciclează 50% din rășină și dacă fiecare reciclare reprezintă 10% reducere a proprietății.

$$Y = 0,5 \quad X = 0,9$$

$$M_{p.}/M_0 = 1 - (1 - 0,9)/(1 - 0,45) = 1 - 0,1/0,55 = 0,45/0,55 = 9/11 = 0,8182$$

Dacă încercăm să aflăm care va fi reducerea proprietății numai după 3 reciclări:

$$M_{p3}/M_0 = X^3Y^2 + X^2Y(1 - Y) + X(1 - Y) = 0,9^3 \cdot 0,5^2 + 0,9^2 \cdot 0,5 \cdot 0,5 + 0,9 \cdot 0,5 =$$
$$0,8347$$

Se observă că proprietățile materialului prelucrat se modifică esențial încă din primele 3 trepte de reciclare, reducerea lor apropiindu-se mult de valoarea finală (după număr infinit de reciclări).

III. ELEMENTE DE PROIECTARE A UNOR COMPONENTE ALE PNEURILOR

III.1. PĂRȚILE COMPONENTE ALE UNEI ANVELOPE ȘI ROLUL LOR

Pneurile sunt părți componente ale autovehiculelor care au rolul de a le susține în realizarea completă a performanțelor lor de exploatare, adică în realizarea vitezei de deplasare și a sarcinii de transport pe drumuri variate care impun autovehiculului numeroase accelerări, viraje, frânări și treceri peste obstacole. Pneurile sunt alcătuite din anvelopa propriu-zisă și camera de aer.

Anvelopa reprezintă o construcție relativ complicată din materiale textile speciale, sârmă de oțel și compoziții de cauciuc variate. Ea se compune din următoarele părți principale : carcasă, breker (strat amortizor), protectorul cu banda de rulare, flancurile și ansamblul talonului (figura III.1).

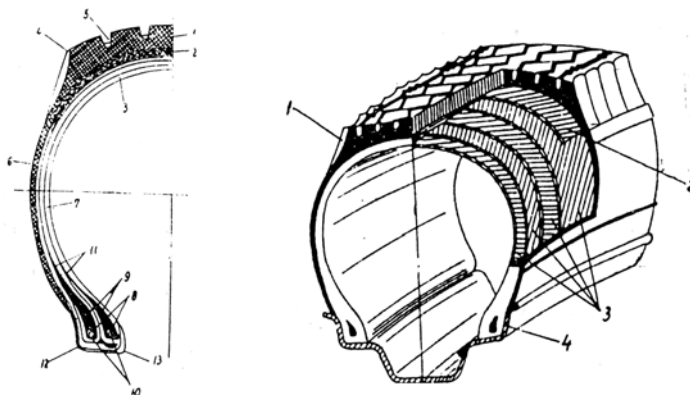


Fig.III.1. Principalele detalii ale unei anvelope:

- 1.- banda de rulare a protectorului; 2.- breker; 3.- pliurile carcasei; 4.- umărul benzii de rulare; 5.- canalele profilului benzii de rulare; 6.- flancul protectorului;*
- 7.- flancul carcasei;*
- 8.- fasciculele de sârmă ale talonului; 9.- umplutura de talon; 10.- întăritorul talonului; 11.- umplutura de talon; 12.- călcâiul talonului; 13.- vârful talonului*

Anvelopa reprezintă o construcție relativ complicată din materiale textile speciale, sârmă de oțel și compoziții de cauciuc variate. Ea se compune din următoarele părți principale : carcasă, breker (strat amortizor), protectorul cu banda de rulare, flancurile și ansamblul talonului (figura III.1). *Carcasa anvelopei* este o parte a anvelopei formată dintr-un număr determinat de straturi de cord gumat; ea constituie principalul element de rezistență a anvelopei.

Datorită construcției sale elastice și rezistente, carcasa dă anvelopei posibilitatea de a susține autovehiculul și încărcătura acestuia în timpul deplasării pe șosea, fiind ținută sub tensiune de presiunea aerului comprimat închis în camera de aer. Carcasa primește și anihilează șocurile provocate de drum, în măsura în care acestea nu au fost absorbite de banda de rulare, de protector și de breker.

Rezistența carcasei se datorează în primul rând cablurilor textile din care este fabricat cordul. Cablurile straturilor succesive de cord se încrucișează între ele la un unghi de 70 – 90°, formând cu coroana anvelopei unghiuri de la 45 până la 55°. Unghiul de încrucișare a cablurilor cord are o mare influență asupra durabilității în serviciu a anvelopei, determinând rezistența la șocuri și posibilitățile de amortizare, precum și rezistența la îndoiri repetate sub sarcină, rezistența la rupere și elasticitatea anvelopei.

Anvelopele care se construiesc cu un număr mare de straturi, cum sunt anvelopele pentru autocamioane și autobuze grele cu peste opt straturi de cord, au carcasa formată din mai multe zone. La interior carcasa este formată din rețea cord cu cabluri dese gumate, subțiri și se numește carcasă deasă, peste care se suprapune în continuare carcasa mijlocie formată din rețea cord cu cabluri mai rare și gumată mai gros, după care se aplică în continuare straturi de cord cu un număr redus de cabluri gumate și mai gros, care constituie carcasa rară a anvelopelor.

Între straturile carcasei mijlocii și ale carcasei rare se interpun deseori, în timpul confecționării anvelopelor straturi suplimentare de cauciuc numite șapaje, care au rolul de a realiza o legătură mai temeinică între straturile superioare ale anvelopei, unde, în timpul rulării, se nasc eforturi mai mari și se dezvoltă mai multă căldură decât în partea inferioară a carcasei.

Brekerul anvelopei este zona din anvelopă cuprinsă între banda de rulare și carcasă. El are rolul de amortizor principal al șocurilor transmise de la neregularitățile drumului, deoarece efortul loviturilor mai puternice propagate prin banda de rulare este repartizat în zona brekerului pe o suprafață mai mare a carcasei, micșorându-le astfel intensitatea.

Brekerul are totodată rolul de a solidariza cât mai mult legătura dintre protectorul anvelopei și carcasa sa, adică de a realiza legătura temeinică între două zone cu rigiditate și duritate deosebită.

Prin poziția și rolul sau complex, brekerul este deci o zonă foarte importantă a anvelopei, deoarece aici se concentrează acțiunea mai multor eforturi combinate de mare intensitate și tot aici se dezvoltă cea mai mare căldură în timpul rulajului anvelopelor.

Datorită dezvoltării masive de căldură în zona brekerului, acesta trebuie să lucreze în permanență la o temperatură ridicată. În timpul rulajului intensiv, pe timp călduros, temperatura brekerului atinge și adesea depășește 100°C. Din cauza căldurii excesive proprietățile fizico-mecanice ale cablurilor textile și ale cauciucului se reduc simțitor, fapt de care trebuie să se țină seama la alegerea materialelor folosite pentru construcția brekerului.

La alegerea acestor materiale trebuie avut grijă ca ele să dezvolte cât mai puțină căldură în procesul de deformare sub acțiunea eforturilor combinate și repetate și să-și păstreze însușirile de rezistență într-o cât mai mare măsură, în condiții de temperatură ridicată. Pe de altă parte, materialele din componența brekerului trebuie

să aibă bune însușiri de conductibilitate a căldurii spre exteriorul anvelopei.

Sporirea numărului de straturi în brekere are rolul de a mări rigiditatea anvelopei în zona de alunecare și totodată de a constitui o protecție eficace împotriva perforărilor carcasi subțiri de către corpurile tăioase sau ascuțite întâlnite de anvelopă în cursul rulajului.

Protectorul anvelopei este partea anvelopei care acoperă din exterior carcasa și brekerul, având rolul de a proteja împotriva deteriorărilor provocate de oxigenul și umiditatea din atmosferă, de lumina solară și de asperitățile drumurilor precum și de contactul cu diferite substanțe dăunătoare cum ar fi: uleiurile, benzina, produsele chimice. Protectorul în zona benzii de rulare are, de asemenea, rolul de a transmite efortul de tracțiune și frânare și de a contribui la anihilarea șocurilor și atenuarea efectelor neregularităților și undulațiilor șoselei.

Protectorul are o structură materială simplă deoarece este constituit dintr-o singură compoziție de cauciuc, fără inserții de textile.

Banda de rulare, adică partea anvelopei care face contactul cu șoseaua, este constituită dintr-un strat gros de cauciuc așezat pe coroana anvelopei și are rolul de a transmite șoselei efortul de tracțiune și efortul de frânare primite de la organele autovehiculului. Are, de asemenea, rolul de a realiza o aderență suficientă cu șoseaua evitând alunecarea autovehiculului pe șoselele netede și umede, precum și de a anihila o parte a șocurilor provocate de neregularitățile drumului.

Banda de rulare trebuie să atenueze cât mai bine vibrațiile provocate de deplasarea cu viteză ridicată a autovehiculului pe drumuri variate. Ca și protectorul, materialul benzii de rulare trebuie să reziste bine la sfâșiere și perforare, deoarece ea vine în contact cu corpurile ascuțite ale drumurilor, în primul rând cu criblura și alte corpuri tăioase. De asemenea, trebuie să reziste bine la formarea și lărgirea fisurilor ce se pot forma datorită flexiunilor repetate. Fiind supusă la

eforturi, mai exact la frecări mari în timpul pornirii și frânării autovehiculului, banda de rulare trebuie să fie foarte rezistentă la abraziune.

În plus, grosimea ei nu trebuie să fie prea mare, pentru a permite eliminarea căldurii în interiorul anvelopei.

Elementele principale ale profilului benzii de rulare sunt lățimea, forma și orientarea canalelor săpate în masa benzii.

Taloanele sunt părțile rigide ale anvelopei așezate simetric unul față de celălalt și servesc la fixarea anvelopei pe janta metalică. Pentru a-și îndeplini rolul, taloanele nu trebuie să se întindă sau să cedeze forțelor transmise prin elementele carcasei care au tendința de a le deplasa de pe jantă.

Taloanele sunt locuri de întoarcere și de sprijinire a straturilor carcasei și totodată locuri în care se termină flancurile protectorului astfel încât ele constituie partea cea mai complicată din punctul de vedere al construcției anvelopei.

Pentru a se evita frecarea și roaderea firelor de sârmă din taloanele anvelopei în timpul exploatării acesteia, fasciculul de fire de sârmă este izolat cu o compoziție specială de cauciuc, astfel încât fiecare fir de sârmă este înconjurat de un strat subțire de cauciuc semidur. Pentru asigurarea menținerii firelor de sârmă în fasciculul gumat, inelul de talon este înfășurat cu o bandă îngustă de pânză cauciucată numită pânză învelitoare de talon, care adeseori cuprinde (și) în interiorul bandajului și o umplutură de cauciuc de secțiune rotundă sau triunghiulară destinată să realizeze trecerea de la inelul metalic spre peretele inferior al carcasei.

Pentru aplicarea taloanelor și realizarea unei legături mai temeinice cu carcasa anvelopei ele sunt învelite cu o fâșie lată de pânză cauciucată sau cord cauciucat ale cărei margini se decalează una față de alta cu 10 – 20 mm, luând forma unui guler. Această fâșie de material textil cauciucat numită fâșie întăritoare de talon, stabilește

cu peretele inferior al carcasei o legătură organică și solidarizează în mod suplimentar inelul metalic cu partea carcasei din zona jantei metalice.

Inelele metalice sunt solidarizate cu partea inferioară a carcasei prin prinderea lor de către straturile carcasei întoarse pe sub inelele metalice spre pereții laterali ai carcasei, după cum se vede din figura III.2.

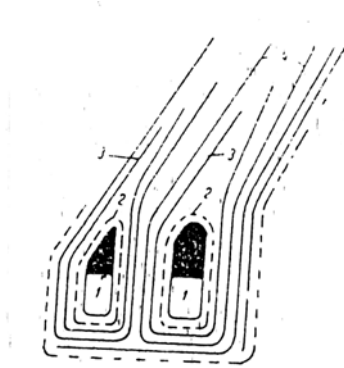


Fig.III.2. Solidarizarea fasciculelor de sârmă ale talonului de carcasa anvelopei:

1.- fascicule de sârmă; 2.- înveliș de talon; 3.- întăritor de talon; 4.- pliurile carcusei

III.2. ELEMENTE DE PROIECTARE A ANVELOPELOR DE AUTOCAMION

Caracteristicile care stau la baza proiectării anvelopelor de autocamion sunt:

- - viteza maximă de deplasare a autocamionului = 70 km/h ;
- - sarcina maximă repartizată pe pneu = 1750 kgf/pneu ;
- - presiunea admisibilă din pneu, rezultată din calculul sistemului de amortizare a autovehiculului = 6 kgf/cm²;
- - gabaritul maxim rezervat pneului în caroseria autovehiculului, raza pneului x lățimea balonului = 520x280 mm ;

- - distanța maximă de la sol la axa roții = 500 mm ;
- - diametrul jantei utilizate = 20 țoli ;
- - tipul profilului utilizat = universal.

După examinarea datelor de bază și a cataloagelor de anvelope ale uzinelor producătoare, se poate constata că, pentru a satisface condițiile indicate, anvelopa corespunzătoare este anvelopa 9-20.

Sarcina specifică volumetrică, γ_v , reprezintă raportul dintre sarcina N aplicată pe pneu și volumul interior V_p al anvelopei.

$$\gamma_v = N/V_p \quad (\text{kgf/dm}^3)$$

$N = 1750 \text{ kgf/pneu}$ și $V_p = 82 \text{ l}$, conform figurii 3 (figura 27 carte), deci:

$$\gamma_v = 1750/82 = 21,5 \text{ kgf/dm}^3$$

Sarcina specifică gravimetrică, γ_g , reprezintă raportul dintre sarcina N aplicată pe pneu și greutatea G a anvelopei:

$$\gamma_g = N/G \quad (\text{kgf/kgf})$$

Din figura 4 (fig.29 carte) se observă că la sarcina de încărcare de 1750 kgf și la viteza de 70 km/h, sarcina specifică gravimetrică este cuprinsă între 37,5 și 40,5. Pentru acest indicator se ia valoarea medie: $\gamma_g = 38 \text{ kgf/kgf}$. Astfel, se poate calcula greutatea anvelopei:

$$G = N/\gamma_g = 1750/38 = 46 \text{ kgf}$$

Coefficientul de utilizare volumetrică, η_v , rezultă din raportul dintre greutatea G a anvelopei și volumul interior V_p :

$$\eta_v = 46/82 = 0,560 \text{ kgf/dm}^3$$

Coeficientul de formă geometrică, η_g , are valoarea recomandată de 3,3, corespunzătoare diametrului balonului de 9 țoli. Pe baza acestei valori se poate calcula *diametrul interior al balonului anvelopei* aflate sub presiunea de regim, cu relația:

$$d_B = 0,743 \sqrt[3]{\frac{V_p}{\eta_g}} = 0,74 (82/3,3)^{1/3} = 2,15 \text{ dm}$$

Diametrul pneului în locul cel mai lat al balonului, D_m se calculează astfel:

$$D_m = \eta_g \cdot d_B = 3,3 \cdot 2,15 = 7,2 \text{ dm}$$

Principalele date de construcție necesare pentru trasarea conturului exterior al anvelopelor sunt (figura 5 –fig.32 a sau c din carte):

- distanța dintre călcâiul taloanelor, C_M , se ia egală cu lățimea jantei, C :

$$C_M = C = 164 \text{ mm}$$

- diametrul de așezare a anvelopei:

$d_M = d_2 - (1...2) \text{ mm}$, în care d_2 este diametrul jantei, în mm. Rezultă deci: $d_M = 509,5 \text{ mm}$.

- raza de curbură din zona talonului:

$r_3 = r_2 - 1 \text{ mm}$, unde r_2 este raza de curbură a jantei în zona de contact cu călcâiul talonului. Deci, $r_3 = 9 \text{ mm}$.

- lățimea balonului anvelopei :

$$B_M = C_M / (0,65...0,85) = 164 / 0,7 = 232 \text{ mm}$$

- înălțimea balonului anvelopei, H_M :

$H_M = (1,02...1,15)B_M$ Se alege $H_M=1,11 B_M$, deci:

$$H_M = 259,25 \text{ mm}$$

- distanța de la baza talonului până la axa orizontală a balonului anvelopei, H_{1M} :

$$H_{1M} = (0,45...0,5)H_M = 0,48 H_M = 0,48.259,25 = 123,75 \text{ mm}$$

- lățimea între umerii benzii de rulare, b_M :

$$b_M = (0,7...0,9)B_M = 0,8 B_M = 0,8.232 = 184 \text{ mm}$$

- raza de curbură a benzii de rulare, R_3 :

$$R_3 = (1,2...1,5)H_M = 1,25 H_M = 1,25.259,25 = 324 \text{ mm}$$

- raza de curbură a flancului sub axa orizontală, R_6 :

$$R_6 = (0,75...0,85)B_M = 0,84 B_M = 0,84.232 = 195 \text{ mm}$$

- raza de curbură a flancului deasupra axei orizontale, R_4 :

$$R_4 = (0,8...1)R_6 = 0,85 R_6 = 0,85.195 = 165 \text{ mm}$$

- raza de curbură a anvelopei în zona de contact cu janta, R_8 :

$$R_8 = (20...50) \text{ mm. Aditem } R_8 = 50 \text{ mm}$$

- diametrul exterior al anvelopei, D_{eM} :

$$D_{eM} = 1028 \text{ mm}$$

- adâncimea proeminențelor profilului benzii de rulare, h_{1M} :

$$h_{1M} = 0,9 + 0,006.p.B_M \text{ , unde } p \text{ este presiunea de regim,}$$

egală cu $10,847 \text{ kgf/cm}^2$. Rezultă:

$$h_{1M} = 0,9 + 0,006.10,847.232 = 16 \text{ mm.}$$

Pentru a stabili conturul interior al anvelopelor se calculează grosimea pereților anvelopelor în zona taloanelor, a balonajului maxim și în zona coroanei anvelopelor.

Pentru trasarea conturului interior al anvelopelor este necesar ca în prealabil să se stabilească grosimea în stare nevulcanizată a semifabricatelor din care se assemblează anvelopa crudă. În acest scop se stabilește că pliurile carcasi au grosimea de 1 mm, fâșiile breker au grosimea de 1,4 mm, fâșiile terminale au grosimea de 0,8 mm, banda de

sârmă gumată din care se assemblează inelul de sârmă al talonului are grosimea de 1,5 mm.

Pentru anvelopa 9,00-20 se mai prevede în plus șapaj sub primul pli de 1 mm grosime, 5 șapaje pe pliurile 6-9 de câte 0,5 mm grosime și două perne de protecție sub și peste breker de câte 1 mm grosime. Grosimea în stare nevulcanizată a acestor elemente se află aplicând coeficienții de presare din tabele (în jur de 10%).

Pentru trasarea conturului interior al anvelopei aflate în matrița de vulcanizare este necesar să se cunoască următoarele date:

- Grosimea benzii de rulare sub canale, h_{2M} :

$$h_{2M} = (0,3...0,5)h_{1M} = (0,3...0,5).16 = 6 \text{ mm}$$

- Grosimea flancurilor anvelopei, g_f :

$$g_f = (4...6) \text{ mm} \quad \text{Alegem } g_f = 4 \text{ mm}$$

- Numărul de pliuri cord vâscoză din carcasa anvelopei, se propune să fie 10.

- Numărul de fâșii de breker din cord vâscoză titlu 1650/1x2 este propus să fie 2.

- Numărul firelor de sârmă din talon este propus să fie 72.

- Grosimea anvelopei la coroana, flanc, taloane, sub fasciculul de sârmă se obține prin însumarea grosimii în stare nevulcanizată a elementelor componente: coroană 37,19 mm

flanc 12,9 mm

taloane 38,2 mm

sub fasciculul de sârmă 7,5 mm

- Diametrul fasciculului de sârmă, D_f :

$$D_f = d_M + 2 \cdot (\text{grosimea anvelopei sub fasc.de sârmă}),$$

deci:

$$D_f = 509,5 + 2 \cdot 7,5 = 524,5 \text{ mm}$$

Grosimea totală a benzii de rulare, h_B :

$$H_B = h_{2M} + h_{1M} = 6 + 16 = 22 \text{ mm}$$

După stabilirea conturului exterior și a conturului interior al anvelopei aflate în matrița de vulcanizare se trece la calculul și determinările privind toba de asamblare.

Pentru determinarea lățimii tobelor de asamblare se calculează următoarele date:

- Diametrul anvelopei vulcanizate luat la nivelul interior al carcasei:

$$D_M = D_{eM} - 2 \cdot (\text{grosimea anvelopei la coroană}). \text{ Deci:}$$

$$D_M = 1028 - 2 \cdot 37,19 = 953,62 \text{ mm}$$

- Diametrul primului pliu, înainte de introducerea pe toba de confecție, D_C :

$D_M/D_C = \delta_M$, în care δ_M este coeficientul de întindere a pliurilor carcasei în anvelopa vulcanizată. $\delta_M = 1,45 - 1,55$.
Deci:

$$D_C = D_M/\delta_M = 953,62/1,55 = 614 \text{ mm}$$

- Diametrul tobei de confecție, D_t :

$D_t/D_C = A$, în care A este o constantă caracteristică în funcție de tipul tobelor de asamblare și are valori cuprinse între 1,06 și 1,08.

$$D_t = A \cdot D_C = 614 \cdot 1,065 = 654 \text{ mm.}$$

- Unghiul de tăiere a cordului la complet: $\alpha = 30^\circ$.

- Lățimea tobei la confecție, L_t se admite egal cu 422 mm

Caracteristicile benzii de rulare a anvelopei 9-20 sunt următoarele:

- Lățimea totală a protectorului = 610 mm.

- Lățimea între umerii benzii de rulare a protectorului = 200 mm.

- Grosimea protectorului în zona centrală: $b_1 = 23 \text{ mm}; b_2 = 18 \text{ mm}; b_3 = 33 \text{ mm}$

- Grosimea protectorului în zona flancurilor: $b_4 = 8 \text{ mm}; b_5 = 4,5 \text{ mm}$.

- Lungimea de tăiere a protectorului = 2150 mm.

III.3. CALCULUL COEFICIENTULUI DE SIGURANȚĂ AL CARCASEI:

- Lățimea balonului anvelopei, B :

$$B = (1,05...1,07)B_M = 1,056.232 = 245 \text{ mm}$$

- Înălțimea balonului anvelopei, H:

$$H = (0,95...1,05)B = 1,049.245 = 257 \text{ mm}$$

- Diametrul exterior al anvelopei , D_e :

$$D_e = D_M + 2H = 509,5 + 2.257 = 1023 \text{ mm}$$

- Distanța de la baza talonului până la axa orizontală, H₂ :

$$H_2 = (0,42...0,44)H = 0,42.257 = 108 \text{ mm}$$

- Diametrul anvelopei până la cel mai lat loc al balonului, D_m :

$$D_m = d_M + 2.H_2 = 509,5 + 2.108 = 725,5 \text{ mm}$$

- Raza anvelopei la nivelul fibrei medii a carcusei, R_c :

$$R_c = (D_e/2) - [h_B + (\text{grosimea anvelopei la coroană} - h_B)/2]$$

$$R_c = (1023/2) - [22 + (37,19 - 22)/2] = 482 \text{ mm}$$

- Întinderea prin vulcanizare a pliului de cord gumat ce corespunde fibrei medii în anvelopa vulcanizată = 1,57 mm.

- Unghiul de tăiere al cordului : $\alpha = 30^\circ$.

- Unghiul de înclinație a cablurilor de cord în zona coroanei pe fibra medie, β :

$$\beta = \frac{\arcsin \alpha \cdot 1,57}{\delta_1} = 48^\circ$$

- Desimea cordului în anvelopa vulcanizată, i , cabluri/cm:

carcasă deasă $i_d = 8,1$

carcasă medie $i_m = 6,5$

carcasă rară $i_r = 4,2$

- tensiunea în cablul de cord al carcasei, σ :

$$\sigma = p \frac{R_c^2 - R_m^2}{2R_c \cos^2 \beta \cdot n \cdot i \cdot k_1} \quad \text{unde } R_m = D_m/2$$

în care $k_1 = 0,72 \dots 0,75$ pentru bumbac, $0,90$ pentru vâscoză și $0,96$ pentru fibre poliamidice. Rezultă:

$$\sigma = 5,25 \cdot 0,1013 \cdot (482^2 - 362,75^2) / 2 \cdot 482 \cdot 0,447 \cdot 30 \cdot 6,5 \cdot 0,96 = 1,6 \text{ N/mm}^2$$

R_m este raza anvelopei în locul cel mai lat al balonului.

- Rezistența la rupere a cordului utilizat, $\sigma_r = 137,4 \text{ N/mm}^2$.

- Coeficientul de siguranță al carcasei :

$$K_s = \sigma_r / \sigma = 137,4 / 1,6 = 85,8$$

- Efortul unitar aplicat la talonul anvelopei, F_T , kg/talon :

$$F_T = p \cdot \frac{R_c^2 - R_m^2}{2 \cos \beta_x} \cos \beta$$

Deoarece $\cos \beta_x = \cos \beta$, rezultă :

$$F_T = p(R_c^2 - R_m^2)/2 = 5,25 \cdot 0,1013 \cdot (482^2 - 362,75^2)/2 = 200 \text{ kg/talon.}$$

- Secțiunea firelor de sârmă din talon :

$$A_s = (\pi/4) \cdot d_s^2 \cdot n_i$$

În care d_s este diametrul unui fir de sârmă, mm, iar n_i este numărul total de fire din talon:

$$A_s = 3,14 \cdot 0,88^2 \cdot 72 / 2 = 44 \text{ mm}$$

- Rezistența la rupere a firului de sârmă se admite pe bază de date experimentale $\sigma_T = 200 \text{ kgf/mm}^2$.

- Coeficientul de siguranță al taloanelor anvelopei , K_T :

$$K_T = A_s \cdot \sigma_T / F_T = 44 \cdot 200 / 200 = 44.$$

IV. CONCLUZII

Aceasta prezentare valorifică datele din literatură și rezultatele cercetărilor proprii propunând diferite metodologii de proiectare a articolelor tehnice din cauciuc și materiale plastice. Toate aspectele menționate, referitoare atât la alegerea optimă a materialelor, cât și la alșegerea celei mai potrivite tehnologii de prelucrare sunt ilustrate cu exemple practice.

Întrucât cunoașterea proprietăților termofizice și reologice ale materialelor prezintă importanță atât în selectarea polimerului cât și în alegerea metodei de prelucrare și în proiectarea utilajelor corespunzătoare, s-au făcut numeroase studii legate de aceste proprietăți și de influența temperaturii și condițiilor de forfecare asupra lor.

S-au elaborat scheme de alegere a metodelor primare și secundare de prelucrare pentru diferiți polimeri termoplastici și termoreactivi, tabele și nomograme cu parametrii de prelucrare și de exploatare pentru diferiți polimeri.

De asemenea, s-a elaborat o schema pentru estimarea efectului asupra proprietăților mecanice prin adaugarea unui material reciclat în rașina de bază.

S-au sistematizat variabilele de prelucrare pentru principalele procese de prelucrare a polimerilor și s-au prezentat diferitele criterii de clasificare a prelucrării polimerilor: forma și dimensiunile pieselor, geometria obiectului, costurile comparative și capacitățile de producție.

Conținând numeroase tabele, grafice, nomograme raportul de cercetare se constituie, credem noi, într-un instrument util la îndemâna celor interesați în activitatea de proiectare din industria prelucrătoare de materiale plastice și cauciuc

De un sprijin real proiectanților de articole din materiale plastice și cauciuc se dovedește și partea lucrării referitoare la calculele hidrodinamice și termice, la curgerea lichidelor nenenewtoniene prin spații de geometrii specifice zonelor de formare din diferite mașini de prelucrare. Aceste calcule utilizează datele privind caracteristicile materialelor prezentate anterior și exemplele alese spre rezolvare reprezintă modele de calcul aplicabile și în alte situații concrete.

Materialul cuprinde date utile pentru:

- Elaborarea metodelor de alegere a materialelor destinate unei anumite utilizări, în funcție de proprietățile lor fizice, termice, reologice și tribologice.
- Alegerea pe baza unor criterii științifice a metodei de prelucrare celei mai adecvate.
- Studiul comportării hidrodinamice și termice a unor medii nenenewtoniene prin spații de geometrii specifice zonelor de formare din diferite mașini de prelucrare.
- Elaborarea unor metode complete de proiectare a unor articole din materiale plastice și cauciuc.
- **Punerea la dispoziția proiectantului a unor informații concrete (diagrame, nomograme, programe utile) în vederea realizării unor produse dorite.**

În final s-au dezvoltat metode complete de proiectare a unor articole tehnice din cauciuc, cum sunt curelele de transmisie plate și trapezoidale, tuburile flexibile, anvelope etc.

V. BIBLIOGRAFIE GENERALĂ

1. R.C. Progelhof, J.L. Thorne, ***Polymer Engineering Principles. Properties, Processes and Tests for Design***, Hanser Publ., Munich, Vienna, New York, Barcelona, 1993.
2. V.A. Paharenko s.a., ***Teplofiziceskie i reologhiceskie karakteristiki i koefițentî trenia napolnenîh termoplastov, Sparavocinik***, Nauka Dumka, Kiev, 1983.
3. G.E. Dieter, ***Engineering Design. A Materials and Processing Approach***, 2nd Edition, McGraw-Hill International Ed., 1991.
4. N.S. Rao, ***Design Formulas for Plastics Engineers***, Hanser Gardner Publ., 1991.
5. D.V. Rosato, ***Designig with Reinforced Composites. Technology, Performance, Economics***. Hanser Gardner Publ., 1997.
6. F. Căpruciu, P. Alexandrescu, C. Drăguș, ***Anvelopele autovehicolelor; exploatare, întreținere, reparare***, Ed. Tehnică, București, 1990.
7. D. Nicolaescu, I. Pria, B. Mehr, A. Ganga, D. Zamfirescu, ***Fabricarea și exploatarea anvelopelor și camerelor de aer***, Ed. Tehnică, București, 1988.
8. A.J. Reynolds, ***Curgeri turbulente în tehnică***, Ed. Tehnică, București, 1982.
9. C.D. Han, ***Rheology in Polymer Processing***, Academic Press, New York, 1976.
10. J.C. Jones, ***Design. Metode și aplicații***, Ed. Tehnică, București, 1975.
11. Tadmor, Z. și C. Gogos, ***Principles of Polymer Processing***, John Wiley & Sons, New York, 1979.
12. Tudose, R.Z., T. Volintiru, N. Asandei, M. Lungu, E. Merică și Gh. Ivan, ***Reologia compușilor macromoleculari, Introducere în reologie***, vol.1, Ed. Tehnică, București, 1982.

13. Tudose, R.Z., T. Volintiru, N. Asandei, M. Lungu, E. Merică și Gh. Ivan, ***Reologia compușilor macromoleculari, Reologia stării lichide***, vol.2, Ed. Tehnică, București, 1983.
14. Tudose, R.Z., T. Volintiru, N. Asandei, M. Lungu, E. Merică și Gh. Ivan, ***Reologia compușilor macromoleculari, Reologia stării solide***, vol.3, Ed. Tehnică, București, 1987.
15. Coleman, B. D., Marcowicz, H și Noll, W., ***Viscometric flows on non-newtonian fluids. Theory and experiment***. Berlin, Springer-Verlag, 1966.
16. McKelvey, J. M., ***Polymer processing***, New York, Wiley and Sons, 1962.
17. Bauer, W. H. și Collins, E. A., ***Tixotropy and dilatancy***. In: Eirich, F.E. ***Rheology. Theory and Applications***. vol. IV., New York, Academic Press, 1967.
18. Reiner, M., ***Deformation, strain and flow***, London, H.G. Lewis, 1960.
19. Skelland, A. H., ***Non-newtonian flow and heat transfer***, New York, Wiley and Sons, 1967.
20. Middleman, S., ***The flow of high polymers. Continuum and molecular rheology***. New York, Interscience publisher, 1968.
21. Freundlich, H. și Jones, A.D. In: *J. Phys.Chem.*, 40, 1936, p.1217 (1).
22. Freundlich, H. și Roder, H.L. In: *Trans.Faradaz Soc.*, 34, 1938, p. 308. (1)
23. Forquet, R., *Materie Plastique*, 21, 1955, p.371.
24. Eliassof, J., Silberberg, A. și Katchalsky, A. In: *Nature*, 1955, p. 1119.
25. Tager, A., ***Physical Chemistry of Polymers***, Mir.Publ., Moscow, 1972.
26. Gleissle, W., Baloch, M.K., ***Praktische Rheologie der Kunststoffe und Elastomere***, von M.H.Pahl, H.M. Laum und W. Gleissler, Baden-Baden, 12-21 sept., 1989.
27. Han, C.D., ***Multiphase Flow in Polymer Processing***, Academic Press, New York, 1981.

28. Tudose, R.Z., I. Ibănescu, M. Vasiliu, A. Stancu, Gh. Cristian și M. Lungu, **Procese, operații și utilaje în industria chimică**, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1977.
29. Paul, D.R., Newman, S. (eds.), **Polymer Blends**, Academic Press, New York, 1978.
30. Olabisi, O., L.M. Robertson, M.T. Shaw, **Polymer-Polymer Miscibility**, Academic Press, New York, 1979.
31. Folt, V.I. și R.W. Smith, *Rubber Chem. Technol.*, 46, 1193, 1973.
32. Han, C.D., Z.W. Kim, S.J. Chen, *J. Appl. Polym. Sci.*, 19, 2831, 1975.
33. Han, C.D., T.C. Yu, *J. Appl. Polym. Sci.*, 15, 1163, 1971.
34. Van Oene, H., *J. Colloid. Interface Sci.*, 40, 448, 1972.
35. Han, C.D., Y.W. Kim, *Trans. Soc. Rheol.*, 19, 245, 1975.
36. Tremblay, B., *Polym. Eng. Sci.*, 32(1), 65, 1992.
37. Baker, W.E., Rudin, A., Schreiber, H.P., El-Kindi, M., *Polym. Eng. Sci.*, 33(7), 377, 1993.
38. Brueller, O.S., Steiner, H., *Polym. Eng. Sci.*, 33(21), 1400, 1993.
39. Struglinski, M.J., Graessley, W.W., *Macromolecules*, 18, 2630, 1985.
40. Graessley, W.W., Struglinski, M.J., *Macromolecules*, 19, 1754, 1986.
41. Kurata, M., *Macromolecules*, 17, 895, 1984.
42. Watanabe, H., Kotaka, T., *Macromolecules*, 20, 530, 1987.
43. Monfort, J.P., Marin, G., Monge, P., *Macromolecules*, 19, 1979, 1986.
44. Doi, M., Graessley, W.W., Helfand, E., Pearson, D.S., *Macromolecules*, 20, 1900, 1987.
45. Choi, K.S., Chung, I.J., Kim, H.Y., *Macromolecules*, 21, 3171, 1988.
46. Han, C.D., *J. Appl. Polym. Sci.*, 35, 167, 1988.
47. Tsenoglou, C., *Macromolecules*, 24, 1762, 1991.
48. Carriere, C.J., Bank, D.H., Christenson, C.P., *Polym. Eng. Sci.*, 32(6), 426, 1992 .
49. Oakley, J.G., Giacomini, A.J., *Polym. Eng. Sci.*, 34(7), 1994.
50. Shih, C.K., Tyan, D.G., Denelsbeck, D.A., *Polym. Eng. Sci.*, 31(23), 1670, 1991.

51. Southern, J.H., Ballman, R.L., *Appl.Polym.Symp.*, 20, 1234, 1973.
52. Han, C.D., *J.Appl.Polym.Sci.*, 17, 1289, 1973.
53. Han, C.D., *J.Appl.Polym.Sci.*, 19, 1875, 1975.
54. Everage, A.E., *Trans.Soc.Rheol.*, 17, 629, 1973.
55. Lee, B.L., White, J.L., *Trans.Soc.Rheol.*, 18, 469, 1974.
56. Khan, A.A, Han, C.D., *Trans.Soc.Rheol.*, 21, 101, 1977.
57. Han, C.D., Shetty, R., *Polym.Eng.Sci.*, 18, 180, 1978.
58. Van Oene, H., ***Rheology of Polymer Blends and Dispersion***, in ***Polymer Blends***, Paul, D.R., Seymour, N. (eds.), Academic Press Inc., New York, 1978.
59. Gautier, F., Goldsmith, H.L., Mason, S.G., *Kolloid Z.*, 248, 1000, 1971.
60. Van Oene, H., *J.Colloid.Interface Sci.*, 40, 448, 1972.
61. Coleman, B.D., Markovitz, H., *J.Appl.Phys.*, 35, 1, 1964.
62. Langlois, W.E., *Trans.Soc.Rheol.*, 8, 33, 1964.
63. Eriksen, J.L., *J.Appl.Math.*, 14, 318, 1956.
64. Green, A.E., Rivlin, R.S., *J.Appl.Math.*, 14, 299, 1956.
65. Denn, M.M., Sun, Z.S., Rushton, B.D., *Trans.Soc.Rheol.*, 15, 415, 1971.
66. Jones, J.R., *Rheol. Acta*, 14, 397, 1975.
67. White, J.L., Lee, B., *Trans.Soc.Rheol.*, 19, 457, 1975.
68. Everage, A.E. Jr., *Trans.Soc.Rheol.*, 19, 509, 1975.
69. Yu, T.C., Han, C.D., *J.Appl.Polym.Sci.*, 17, 1203, 1973.
70. Slattery, J.C., *AIChJ*, 10, 817, 1964.
71. Khan, A.A., Han, C.D., *Trans.Soc.Rheol.*, 20, 595, 1976.
72. Southern, J.H., Ballman, R.L., *Appl.Polym.Symp.*, 20, 175, 1973.
73. Everage, A.E. Jr., *Trans.Soc.Rheol.*, 17, 629, 1973.
74. Vratsanos, L.A., *Polym.Eng.Sci.*, 33, 1458, 1993.
75. Bigg, D.M., Bradbury, *Polym.Eng.Sci.*, 32, 287, 1992.
76. Lee, B.L., *Polym.Eng.Sci.*, 32, 36, 1992.
77. Fu, Q., Wang, G., *Polym.Eng.Sci.*, 32, 94, 1992.
78. Sun, L., Aklonis, J.J., Salovey, R., *Polym.Eng.Sci.*, 33, 1308, 1993.
79. Oliphant, K., Baker, W.E., *Polym.Eng.Sci.*, 33, 166, 1993.

80. Hindle, C.S., White, J.R., Dawson, Thomas, K., *Polym.Eng.Sci.*, 32, 157, 1992.
81. Fisa, B., Rahmani, M., *Polym.Eng.Sci.*, 31, 1330, 1991.
82. Gatenholm, P., Felix, J., Klason, C., Kubat, J., *Cont.Topics Polym.Sci.*, 7, 1992.
83. Papirer, E., Balard, H., Baeza, R., Clauss, F., *Eur.Polym.J.*, 29, 4, 555, 1993.
84. Taranco, J., Laguna, O., Collar, E.P., *Rev.Plast.Mod.*, 61, 418, 513, 1991.
85. McDaniel, M.O., *J.Phys.Chem.*, 85, 532, 1981.
86. Ligner, G., Lidqi, M., Jagiello, J., Balard, H., Papirer, E., *Chromatographia*, 29, 35, 1990.
87. Han, C.D., *J.Appl.Polym.Sci.*, 18, 821, 1974.
88. Han, C.D., *J.Appl.Polym.Sci.*, 18, 184, 1974.
89. Porter, D., *Polym.Eng.Sci.*, 33, 437, 1993.
90. Gupta, M., Hieber, C.A., Wang, K.K., *Polym.Eng.Sci.*, 34, 209, 1994.
91. Kaylon, D.M., Yazici, R., Jacob, C., Aral, B., *Polym.Eng.Sci.*, 31, 1386, 1991.
92. Busse, W.F., *J.Polym.Sci., Part.A-2*, 5, 1249, 1967.
93. Hoffman, R.L., *Trans.Soc.Rheol.*, 16, 155, 1972.
94. White, J.L., Crowder, J.W., *J.Appl.Polym.Sci.*, 18, 1013, 1974.
95. Katz, H.S., Milewski, J.V., ***Handbook of Fillers and Reinforcements for Plastics***, Van Nostrand Reinhold Co., New York, 1978.
96. Nielsen, L.E., ***Mechanical Properties of Polymers and Composites***, Marcel Dekker, New York, 1974.
97. Folkes, M.J., ***Short-Fibers Reinforced Thermoplastics***, John Wiley, New York, 1982.
98. Geier, M., Duedal, D., ***Guide pratique des materiaux composites***, Technique et Documentation, Lavoisier, Paris, 1985.
99. Manson, J.A., Sperling, L.H., ***Polymer Blends and Composites***, Plenum Press, New York, 1976.

100. Feldman, D., Rusu, M., **Tehnologii de prelucrare a polimerilor. Prelucrarea materialelor plastice**, I.P. Iași, Rotaprint, 1977.
101. Horun, S., **Aditivi pentru prelucrarea polimerilor**, Ed. Tehnică, București, 1978.
102. Richie, P.D., **Plasticisers, Stabilizers and Fillers**, Iliffe Book Ltd., London, 1978.
103. Berlin, A.A., Volfson, St.A, Enikilopian, N.S., Negmatov, S.S., **Principles of Polymer Composites**, Akademik-Verlag, Berlin, 1985.
104. Titow, W.V., Lanham, B.J., **Reinforced Thermoplastics**, Applied Sci. Publishers Ltd., London, 1975.
105. Lipatov, Yu.S., **Fiziceskaia himiia napolnennih polimerov**, Izd. Himiia, Moskva, 1977.
106. Kiselova, R.L., Kurijova, L.V., Kulikova, A.E., *Plast.massi.*, 11, 34, 1976.
107. Mallick, P.S., Newman, S. (eds.), **Composite Materials Technology - Processes and Properties**, Hanser Publishers, Munich, 1990.
108. Kraus, G., *Fortschr.Hochpolzm.-Forsch.*, 8, 156, 1971.
109. Vold, M.J., *J.Colloid.Sci.*, 18, 684, 1963.
110. Dewey, J.M., *J.Appl.Phys.*, 18, 578, 1947.
111. Hashin, Z., *J.Appl.Mech.*, 29, 143, 1962.
112. Kerner, E.H., *Proc.Phys.Soc.*, 69, 808, 1956.
113. Van der Pool, C., *Rheol.Acta*, 1, 198, 1958.
114. Christensen, R.M., Lo, K.H., *J.Mech.and Phys.Solids*, 27, 315, 1979.
115. Theocaris, P.S., **The Concept of Mesophase. Mechanisms of Crack Propagation**, in **Metal-Filled Polymers - properties and applications**, S.K. Bhattacharya (ed.), Marcel Dekker Inc., New York, 1986.
116. Cassidy, P.E., Yager, B.J., **Coupling Agents As Adhesion Promoters** in **Reviews in Polymer Technology**, I. Skeist (ed.), vol.1, Marcel Dekker Inc., New York, 1972.

117. Kim, V.S., Skacicov, V.V., ***Dispersarea și amestecarea în procesele de producție și prelucrare a maselor plastice***, Himiia, Moskva, 1988.
118. Paharenko, V.A., Zverlin, V.G., Kirienko, E.M., ***Termoplastice umplute - Îndreptar***, Tehnika, Kiev, 1986.
119. Motoyoshi, M., *Japan Plastic Age*, 13(5), 33, 1975.